



TUGAS AKHIR - TM 145688

PERENCANAAN ULANG INSTALASI *HEATER DRAIN PUMP (HDP)* PADA PLTU UNIT 3 PT. PJB UP GRESIK

A. Sumaryanto
NRP. 2112 038 013

Dosen Pembimbing
Dr.Ir. Heru Mirmanto, MT

PROGRAM STUDI DIPLOMA III KERJASAMA PT. PLN (PERSERO)
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



TUGAS AKHIR - TM 145688

PERENCANAAN ULANG INSTALASI *HEATER DRAIN PUMP (HDP)* PADA PLTU UNIT 3 PT. PJB UP GRESIK

A. Sumaryanto
NRP. 2112 038 013

Dosen Pembimbing
Dr.Ir. Heru Mirmanto, MT

PROGRAM STUDI DIPLOMA III KERJASAMA PT. PLN (PERSERO)
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM 145688

**REDESIGN HEATER DRAIN PUMP (HDP)
INSTALLATION AT PLTU UNIT 3 PT. PJB UP GRESIK**

A. Sumaryanto
NRP. 2112 038 013

Counsellor Lecturer
Dr.Ir. Heru Mirmanto, MT

DIPLOME III PT. PLN (PERSERO) COOPERATIVE PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015

FINAL PROJECT - TM 145688

**REDESIGN HEATER DRAIN PUMP (HDP)
INSTALLATION AT PLTU UNIT 3 PT. PJB UP GRESIK**

A. Sumaryanto
NRP. 2112 038 013

Counsellor Lecturer
Dr.Ir. Heru Mirmanto, MT

DIPLOME III PT. PLN (PERSERO) COOPERATIVE PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015

PERENCANAAN ULANG INSTALASI HEATER DRAIN PUMP (HDP) PADA PLTU UNIT 3 PT. PJB UP GRESIK

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Kelas Kerjasama PT. PLN (Persero)
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Oleh:

A. SUMARYANTO

NRP. 2112 038 013

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

Dr.Ir. Heru Mirmanto, MT (Pembimbing)
NIP. 19620216 199512 4 001



**SURABAYA
JULI 2015**

PERENCANAAN ULANG INSTALASI *HEATER DRAIN PUMP (HDP)* PADA PLTU UNIT 3 PT. PJB UP GRESIK

Nama Mahasiswa : A. Sumaryanto
NRP : 2112038013
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

Abstrak

Heater Drain Pump (HDP) adalah pompa yang digunakan untuk memompa air dari Heater Drain Tank menuju ke pipa air kondensat. Air heater drain ini memiliki temperatur yang cukup tinggi sehingga bisa digunakan untuk menambah suplai air kondensat yang menuju ke Deaerator. Pada PLTU di PJB UP Gresik terdapat masing – masing 1 pompa pada unit 3 dan 4. Pada tugas akhir ini bertujuan untuk melakukan perencanaan ulang instalasi dan pemilihan pompa yang sesuai untuk feed water heater drain system.

Perhitungan dimulai dari kapasitas sehingga kecepatan setiap section dapat dicari. Kecepatan setiap section ini digunakan untuk mencari head loss total instalasi. Perhitungan head, daya dan efisiensi dilakukan secara analitis dan numerik menggunakan software pipe flow expert.

Pada hasil perhitungan diperoleh kapasitas $105,84 \frac{m^3}{h}$, Head Effektif Instalasi $H_{eff} = 171,0353 \text{ m}$ dan $NPSH_A 2,72 \text{ m}$. Dengan data tersebut maka dipilih pompa dengan kapasitas $120 \frac{m^3}{h}$, total head 175 m, $NPSH_R 2,1 \text{ m}$, jumlah stage 7 dan daya motor 85 kW. Sehingga dengan kebutuhan tersebut, maka pemilihan pompa sentrifugal multistage tipe TSM-7 (YOSHIKURA KOGYO) sudah tepat.

Kata kunci: *Heater Drain Pump, feed water heater drain system, sentrifugal multistage*

(halaman ini sengaja dikosongkan)

REDESIGN HEATER DRAIN PUMP (HDP) INSTALLATION AT PLTU UNIT 3 PT. PJB UP GRESIK

Name : A. Sumaryanto
ID No. : 2112038013
Department : D3 Mechanical Engineering FTI- ITS
Counsellor Lecturer : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

Abstract

Heater Drain Pump (HDP) is a pump that used to distribute water from Heater Drain Tank to condensate water pipe. This heater drain water has high temperature so that it can be used to add condensate water supply that lead to Deaerator. At PLTU PJB UP Gresik there is one pump on each unit 3 and 4. This final project is purposed to redesign the installation and selecting pump that suitable for feed water heater drain system.

The calculation start from capacity so that the speed of each section can be searched. The speed of each section is used to find the total head loss installation. The calculation of head, power and efficiency will be calculated by analytic and numeric method using pipe flow expert software.

The calculation result acquired capacity is $105,84 \frac{m^3}{h}$, Head Effektiv Installation $H_{eff} = 171,0353 \text{ m}$ and $NPSH_A 2,72 \text{ m}$. With such pump data so will be selected pump capacity is $120 \frac{m^3}{h}$, total head 175 m , $NPSH_R 2,1 \text{ m}$, number of stage 7 and motor power 85 kW . So with those requitments the selection of centrifugal multistage pump type TSM-7 (YOSHIKURA KOGYO) has already correct.

Key words: *Heater Drain Pump, feed water heater drain system, centrifugal multistage pump*

(halaman ini sengaja dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Assalamu'alaikum Wr.Wb.

Puji syukur penulis panjatkan atas kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan karunia, rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul:

PERENCANAAN ULANG INSTALASI HEATER DRAIN PUMP (HDP) PADA PLTU UNIT 3 PT. PJB UP GRESIK

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan untuk memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Konversi Energi di Program Studi Diploma III Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Terlaksananya dan tersusunnya Tugas Akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan dan kerja sama yang baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat di dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Dr.Ir Heru Mirmanto, MT selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberi saran, bimbingan dan ilmu – ilmu yang bermanfaat sehingga penulis mampu menyelesaikan pengerjaan tugas akhir ini.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT selaku Kepala Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Ibu Liza Rusdiyana ST, MT selaku Koordinator Tugas Akhir Diploma III Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak Ir. Denny ME Soedjono, MT, Bapak Ir. Suhariyanto, MT dan Ibu Ir. Sri Bangun S, MT selaku team penguji sidang tugas akhir.
5. Bapak Dedy Zulhidayat N, ST, MT, PhD selaku Dosen Wali yang telah memberikan ilmu, bimbingan dan motivasi kepada penulis.

6. Bapak Siswanto, selaku Mentor di PT.PJB UP Gresik. Terimakasih atas segala bimbingan dan waktu luang yang telah diberikan selama berada di PT PJB Up.Gresik.
7. Bapak / Ibu Dosen dan seluruh Karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membimbing dan membantu selama perkuliahan.
8. Ibu Maryatun, Nur Indah Sari, Indah Puspita Sari, Ulfa Devayuni Utami serta Keluarga Besar, Terima kasih atas nasehat, do'a dan dukungan moral maupun materiil. Semoga apa yang sudah kalian berikan menjadi manfaat dalam meraih kesuksesan dan menjadi lebih berkah.
9. Seluruh teman-teman Angkatan 2012 yang selalu membantu dan memberikan semangat kepada Penulis dan motivasi. Terimakasih atas segala masukan dan saran serta motivasi yang telah kalian berikan.
10. Serta berbagai pihak yang belum tertulis, tetapi sangat berarti dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Allah SWT.

Tugas akhir ini masih jauh dari kesempurnaan, penulis berharap Tugas Akhir ini dapat terus dikembangkan dan disempurnakan lebih lanjut beserta aplikasinya sehingga bermanfaat bagi masyarakat luas khususnya masyarakat akademis.

Wassalamu'alaikum Wr.Wb

Surabaya, 29 Juni 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR TABEL	xvi
DAFTAR LAMPIRAN	xviii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	1
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penulisan	2
1.5 Manfaat Penulisan	2
1.6 Sistematika Penulisan	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Pengertian Pompa	5
2.2 Klasifikasi Pompa	5
2.2.1 Pompa <i>Positive Displacement</i>	6
2.2.1.1 Pompa <i>Reciprocating</i>	8
2.2.1.2 Pompa <i>Rotary</i>	8
2.2.2 Pompa <i>Dynamic</i>	9
2.2.2.1 Pompa <i>Special Effect</i>	10
2.2.2.2 Pompa <i>Sentrifugal</i>	11
2.3 <i>Condensate Water System dan Feed Water Heater Drain System</i>	15
2.3.1 <i>Condensor</i>	15
2.3.2 <i>Condensate Pump</i>	16
2.3.3 <i>Steam Jet Air Ejector (SJAЕ)</i>	17
2.3.4 <i>Gland Steam Condensor (GSC)</i>	18
2.3.5 <i>Low Pressure Heater 1 (LPH 1)</i>	19
2.3.6 <i>Heater Drain Tank</i>	20
2.3.7 <i>Heater Drain Pump</i>	22

2.4 Jenis Aliran Fluida	23
2.4.1 Aliran <i>Inviscid</i>	23
2.4.2 Aliran <i>Viscous</i>	24
2.4.3 Aliran <i>Laminar</i> dan <i>Turbulent</i>	24
2.4.4 Aliran Internal dan <i>External</i>	25
2.4.5 Aliran <i>Compressible</i> dan <i>Incompressible</i>	26
2.5 Persamaan Kontinuitas	27
2.6 Hukum Pertama Termodinamika	29
2.7 Persamaan Bernoulli	31
2.8 Tinggi Tekan (<i>Head</i>)	34
2.9 Head Instalasi Pompa	35
2.9.1 Head Statis	35
2.9.1 Head Dinamis	38
2.10 Sistem Perpipaan	45
2.10.1 Sistem Perpipaan Susunan Seri	45
2.10.2 Sistem Perpipaan Susunan Paralel	46
2.11 Kavitasi	47
2.12 <i>Net Positive Suction Head (NPSH)</i>	47
2.13 Karakteristik Pompa	48
2.13.1 Karakteristik Utama	49
2.13.3 Karakteristik Kerja	49
2.13.3 Karakteristik <i>Universal</i>	50
2.14 Daya	51
2.14.1 Daya Fluida (WHP)	52
2.14.2 Daya Poros (P_{shaft})	52
2.14.3 Daya Penggerak Mula	53
2.15 Putaran Spesifik	54
2.16 Efisiensi	54
2.17 Pertimbangan Pemilihan Pompa	56
2.17.1 Penentuan Jenis Pompa Berdasarkan Head dan Kapasitas	56
2.17.2 Penentuan Putaran Pompa	57
2.17.3 Penentuan Jenis Pompa	58
2.17.4 Penentuan Jumlah <i>Stage</i> Pompa	58
2.18 <i>Software Pipe Flow Expert</i>	60

BAB III METODOLOGI

3.1 Studi Literatur	61
3.2 Pengambilan Data dan <i>Survey</i> Lapangan	61
3.3 Data Hasil <i>Survey</i>	61
3.3.1 Sistem Air Kondensat	62
3.3.1.1 Data Kondensor	62
3.3.1.2 Data Pompa Kondensat	62
3.3.1.3 Data <i>Steam Jet Air Ejector (SJAЕ)</i>	62
3.3.1.4 Data <i>Gland Steam Condensor (GSC)</i>	62
3.3.1.5 Data <i>Low Pressure Heater 1 (LPH 1)</i>	63
3.3.1.6 Data Pipa	63
3.3.1.7 Data <i>Fittings & Accessories</i>	63
3.3.2 Sistem <i>Heater Drain</i>	63
3.3.1.1 Data <i>Heater Drain Tank</i>	63
3.3.1.2 Data <i>Heater Drain Pump</i>	64
3.3.1.3 Data Pipa	64
3.3.1.4 Data <i>Fittings & Accessories</i>	64
3.4 Perhitungan	65
3.4.1 Perhitungan Analitis	65
3.4.2 Perhitungan Numerik	65
3.5 Pemilihan Pompa	71
3.6 Kesimpulan	71
3.7 <i>Flow Chart</i>	71
3.7.1 <i>Flow Chart</i> Perhitungan Analitis	72
3.7.2 <i>Flow Chart</i> Perhitungan Numerik	74

BAB IV PERHITUNGAN

4.1 Perhitungan Analitis <i>Condensate Water System</i>	75
4.1.1 Perhitungan Kapasitas Nominal Pompa	75
4.1.2 Perhitungan Kapasitas Pada Masing-Masing <i>Section</i>	76
4.1.3 Perhitungan Kecepatan Aliran Fluida	79
4.1.4 Perhitungan <i>Head Loss Total Instalasi</i> <i>Condensate Water System</i>	81
4.1.4.1 <i>Head Loss Mayor</i>	81
4.1.4.2 <i>Head Loss Minor</i>	83
4.1.4.3 <i>Head Loss Heat Exchanger</i>	89

4.1.5 Perhitungan Tekanan Ps	91
4.1.6 Perhitungan Tekanan <i>Discharge Condensate Pump A</i>	93
4.1.7 Perhitungan Tekanan di Titik K	94
4.2 Perhitungan Analitis <i>Feed Water Heater Drain System</i> ...	96
4.2.1 Perhitungan Kapasitas Nominal Pompa	96
4.2.2 Perhitungan Kapasitas Pada Masing-Masing <i>Section</i>	97
4.2.3 Perhitungan Kecepatan Aliran Fluida	97
4.2.4 Perhitungan <i>Head Total Instalasi Feed Water Heater Drain System</i>	100
4.2.4.1 Perhitungan <i>Head Statis</i> Pompa	102
4.2.4.2 Perhitungan <i>Head Dynamis</i> Pompa	103
4.3 Perhitungan Numerik <i>Feed Water Heater Drain System</i>	110
4.3.1 Perbandingan <i>Head Effektif</i> Analitis (H_{eff}) dengan <i>Head Effektif</i> Numerik ($H_{\text{eff PFE}}$)	113
4.4 Pemilihan Pompa	114
4.4.1 Pemilihan Pompa Berdasarkan Putaran Spesifik (ns)	114
4.5 Perhitungan <i>Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)</i>	116
4.6 Perhitungan Daya Air (<i>Water Horse Power</i>)	117
4.7 Perhitungan Daya Poros	117
4.8 Perhitungan Daya Motor	118
4.9 Penentuan Jenis Pompa	120
4.10 Kurva Karakteristik Kerja Pompa	120
4.10.1 Kurva Karakteristik Kerja Pompa Analitis.....	120
4.10.2 Kurva Karakteristik Kerja Pompa Numerik	122
4.11 Perawatan dan Pemeliharaan Pompa	123
 BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan	129
5.2 Saran	129
 DAFTAR PUSTAKA	xx
LAMPIRAN	131

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Tabel Faktor Cadangan	54
Tabel 2.2 Tabel Efisiensi Transmisi	54
Tabel 2.3 Penentuan Putaran	57
Tabel 4.1 Data Diameter Pipa dan Kapasitas Setiap <i>Section</i>	79
Tabel 4.2 Perhitungan Kecepatan Setiap <i>Section</i>	80
Tabel 4.3 Perhitungan <i>Head Loss Mayor</i>	82
Tabel 4.4 Perhitungan <i>Head Loss Minor Section A-B</i>	85
Tabel 4.5 Perhitungan <i>Head Loss Minor Section C-D</i>	85
Tabel 4.6 Perhitungan <i>Head Loss Minor Section E-F</i>	86
Tabel 4.7 Perhitungan <i>Head Loss Minor Section F-G'</i>	86
Tabel 4.8 Perhitungan <i>Head Loss Minor Section F-F'</i>	87
Tabel 4.9 Perhitungan <i>Head Loss Minor Section G-G'</i>	87
Tabel 4.10 Perhitungan <i>Head Loss Minor Section G'-H</i>	88
Tabel 4.11 Perhitungan <i>Head Loss Minor Section I-J</i>	88
Tabel 4.12 Perhitungan <i>Head Loss Minor Section J-K</i>	88
Tabel 4.13 Data Diameter Pipa dan Kapasitas Setiap <i>Section</i>	98
Tabel 4.14 Perhitungan <i>Head Loss Minor Section L-M</i>	108
Tabel 4.15 Perhitungan <i>Head Loss Minor Section N-O</i>	108
Tabel 4.16 Perhitungan <i>Head Loss Minor Section O-K</i>	109
Tabel 4.17 Tabel Faktor Cadangan	119
Tabel 4.18 Tabel Efisiensi Transmisi	119

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Bagan Klasifikasi Pompa <i>Displacement</i>	7
Gambar 2.2 Bagan Klasifikasi Pompa <i>Dynamic</i>	10
Gambar 2.3 Komponen-Komponen Pompa Sentrifugal	12
Gambar 2.4 Bagian Aliran Fluida Di Dalam Pompa Sentrifugal	13
Gambar 2.5 <i>Condensor</i>	15
Gambar 2.6 <i>Condensate Pump</i>	16
Gambar 2.7 <i>Steam Jet Air Ejector</i>	17
Gambar 2.8 <i>Gland Steam Condensor</i>	19
Gambar 2.9 <i>Low Pressure Heater 1</i>	20
Gambar 2.10 <i>Heater Drain Tank</i>	21
Gambar 2.11 <i>Heater Drain Pump</i>	22
Gambar 2.12 Klasifikasi Jenis Fluida	23
Gambar 2.13 Profil Kecepatan Aliran Memasuki Pipa	25
Gambar 2.14 <i>Volume</i> Atur	29
Gambar 2.15 Aliran Melalui Pipa	32
Gambar 2.16 Metode Mengukur Head	34
Gambar 2.17 Head Instalasi Pompa	35
Gambar 2.18 Instalasi <i>Suction Head</i>	37
Gambar 2.19 Instalasi <i>Suction Lift</i>	38
Gambar 2.20 <i>Gate Valve</i>	42
Gambar 2.21 <i>Swing Check Valve</i>	43
Gambar 2.22 <i>Z-body Glove Valve</i>	43
Gambar 2.23 <i>Elbow</i>	44
Gambar 2.24 <i>Y Strainer</i>	44
Gambar 2.25 <i>a. Contraction dan b. Enlargement</i>	45
Gambar 2.26 Pipa Yang Dihubungkan Secara Seri	45
Gambar 2.27 Pipa Yang Dihubungkan Secara Paralel	46
Gambar 2.28 Karakteristik Utama	49
Gambar 2.29 Karakteristik Kerja	50
Gambar 2.30 Karakteristik Universal	51
Gambar 2.31 Efisiensi Standar Pompa	53
Gambar 2.32 Daerah Kerja Beberapa Jenis Kontruksi Pompa Sentrifugal	57
Gambar 2.33 n_s dan Bentuk <i>Impeller</i>	58

Gambar 2.34 Harga Putaran Spesifik	59
Gambar 2.35 Instalasi pada <i>Pipe Flow Expert</i>	60
Gambar 3.1 Pemilihan Satuan	66
Gambar 3.2 Tombol Perintah Untuk Memilih Fluida Kerja ..	67
Gambar 3.3 Intalasi Perpipaan	67
Gambar 3.4 <i>Form</i> Pengisian Data Pipa dan Aksesoris	68
Gambar 3.5 Ikon Eksekusi Untuk Menambahkan Pompa Pada Instalasi	68
Gambar 3.6 Jendela <i>Pump Data</i>	69
Gambar 3.7 Tombol Eksekusi Perhitungan	69
Gambar 3.8 Contoh Hasil Perhitungan	70
Gambar 3.9 Diagram Alir Perhitungan Analitis	73
Gambar 3.10 Diagram Alir Perhitungan Numerik	74
Gambar 4.1 Instalasi Untuk Mencari Tekanan Ps	91
Gambar 4.2 Instalasi Untuk Mencari Tekanan Pd	93
Gambar 4.3 Instalasi Untuk Mencari Tekanan di Titik K	94
Gambar 4.4 Instalasi <i>Heater Drain Pump</i>	101
Gambar 4.5 Instalasi Pompa	111
Gambar 4.6 Instalasi Pompa Setelah di <i>Calculate</i>	112
Gambar 4.7 Hasil Setelah di <i>Calculate</i>	113
Gambar 4.8 n_s dan Bentuk <i>Impeller</i>	114
Gambar 4.9 Harga Putaran Spesifik	115
Gambar 4.10 Efisiensi Standar Pompa	118
Gambar 4.11 Kurva Karakteristik Pompa Secara Analitis	121
Gambar 4.12 Kurva Karakteristik Pompa Secara Numerik ...	122

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1: Tabel Konversi.....	131
Lampiran 2: Lanjutan Tabel Konversi	132
Lampiran 3: Lanjutan Tabel Konversi	133
Lampiran 4: Diagram Moody	134
Lampiran 5: Tabel Kekasaran Material Pipa	135
Lampiran 6: <i>Heat Balance</i> Diagram PLTU Unit 3&4 PJB UP Gresik	136
Lampiran 7: Tabel <i>Saturated Water</i>	137
Lampiran 8: Lanjutan Tabel <i>Saturated Water</i>	138
Lampiran 9: Tabel <i>Fitting dan Accessories</i>	139
Lampiran 10: Tabel <i>Fitting dan Accessories</i>	140
Lampiran 11: Tabel <i>Fitting dan Accessories</i>	141
Lampiran 12: Tabel <i>Fitting dan Accessories</i>	142
Lampiran 13: Tabel <i>Fitting dan Accessories</i>	143
Lampiran 14: Tabel <i>Fitting dan Accessories</i>	144
Lampiran 15: Data Pompa	145
Lampiran 16: Kurva Karakteristik Pompa	146
Lampiran 17: Perhitungan Pipa Paralel	147
Lampiran 18: Tabel <i>Carbon Steel Pipe Schedule</i>	151
Lampiran 19: Lanjutan <i>Tabel Carbon Steel Pipe Schedule</i> ...	152
Lampiran 20: Lanjutan <i>Tabel Carbon Steel Pipe Schedule</i> ...	153
Lampiran 21: Lanjutan <i>Tabel Carbon Steel Pipe Schedule</i> ...	154
Lampiran 22: Lanjutan <i>Tabel Carbon Steel Pipe Schedule</i> ...	155
Lampiran 23: Tabel Kecepatan yang Diijinkan Dalam Pipa ..	156
Lampiran 24: Lanjutan Tabel Kecepatan yang Diijinkan Dalam Pipa	157
Lampiran 25: Instalasi <i>Condensate Water System</i> dan <i>Feed</i> <i>Water Heater Drain System</i>	158

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada perindustrian, pompa mempunyai peranan yang sangat penting dimana pompa merupakan alat yang digunakan untuk memindahkan fluida cair (*liquid*) dari suatu tempat yang berenergi rendah ke tempat yang berenergi lebih tinggi melalui suatu sistem perpipaan. Di Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) PT. PJB UP Gresik terdapat banyak sekali jenis pompa yang digunakan. Dimana salah satunya adalah pompa pada *Feed Water Heater Drain System*.

Feed Water Heater Drain System memiliki peranan yang sangat penting dalam siklus PLTU unit 3 dan 4 sebagai penambah suplai air kondensat yang menuju ke deaerator. Sehingga menambah efisiensi siklus. *Suction* pompa berasal dari *Heater Drain Tank* kemudian dipompakan menuju ke pipa air kondensat (air dari pompa kondensat) dan bersama-sama menuju deaerator yang sebelumnya melewati LPH 2, LPH 3 dan LPH 4. Pada bulan maret 2015 terjadi backflow pada *heater drain pump* sehingga pompa trip. Hal ini menyebabkan efisiensi siklus akan menurun.

Dalam *Feed Water Heater Drain System*, fluida yang harus dilayani memiliki temperatur yang cukup tinggi yaitu $89,2^{\circ}\text{C}$ dan hanya memiliki 1 pompa masing-masing unit 3 dan 4.

Sesuai dengan kondisi diatas, maka perlu pemilihan pompa dan manajemen perawatan yang benar agar pompa mampu beroperasi dalam jangka waktu yang panjang dan mampu mengatasi kerugian-kerugian hidrolis selama proses pemompaan, sehingga pompa dapat digunakan pada kondisi optimal sesuai dengan kebutuhan instalasi.

1.2 Perumusan Masalah

Selama proses *Feed Water Heater Drain System* berjalan, maka fluida kerja (air) harus secara kontinyu disuplai agar menjaga efisiensi siklus tidak turun dan menjaga jumlah fluida yang masuk ke deaerator tetap terjaga. Mengingat *Heater Drain Pump* sangat penting di sini, maka perlu pemilihan pompa yang

benar sesuai instalasi dan menjaga agar pompa tetap beroperasi dalam keadaan optimal.

Sehingga permasalahan pada tugas akhir ini adalah bagaimana perencanaan ulang instalasi *Heater Drain Pump*, pemilihan pompa dan perawatan pada instalasi perpipaan *Feed Water Heater Drain System* di PLTU PT PJB UP Gresik Unit 3.

1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Pompa yang dianalisa adalah pompa *Heater Drain Pump* Unit 3 pada instalasi *Feed Water Heater Drain System* di PLTU.
2. Perhitungan Head Efektif Instalasi pada pompa *Heater Drain Pump* dimulai *Heater Drain Tank* sampai menuju pipa air kondensat.
3. Diasumsikan instalasi terisolasi dengan baik sehingga tidak ada perpindahan panas.
4. Fluida yang dilayani bersifat *incompressible* dengan aliran *steady state, steady flow, dan fully develop*.
5. Temperatur tiap *section* dianggap konstan kecuali masuk ke *Heat Exchanger*.

1.4 Tujuan Penulisan

Adapun tujuan dalam penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Menghitung *Head Effektif instalasi* baik secara Analitis maupun Numerik.
2. Melakukan pemilihan tipe pompa yang sesuai dengan instalasi *Feed Water Heater Drain System*.
3. Mempelajari perawatan pompa HDP.

1.5 Manfaat Penulisan

Manfaat yang dapat diambil dari penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui besar nilai Head Efektif Instalasi.

2. Diharapkan dengan dilakukannya pemilihan ulang pompa HDP ini dapat digunakan pedoman dalam mengembangkan sistem produksi pada PLTU UP Gresik Unit 3 secara optimal.

1.6 Sistematika Penulisan

Adapun sistematika dalam penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. BAB I PENDAHULUAN
Bab ini berisi tentang latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan dan sistematika penulisan dalam pembuatan tugas akhir.
2. BAB II DASAR TEORI
Bab ini berisi teori-teori yang menunjang pelaksanaan penelitian, perhitungan dan pemecahan masalah yang berguna untuk analisa data yang telah diperoleh.
3. BAB III METODOLOGI
Bab ini berisi tentang langkah-langkah perhitungan.
4. BAB IV PERHITUNGAN
Bab ini berisi tentang perhitungan kapasitas, head loss, pemilihan pompa dan perawatan pompa.
5. BAB V PENUTUP
Bab ini membahas kesimpulan dan saran dari hasil perhitungan.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Pengertian Pompa

Pompa adalah suatu alat/ pesawat yang digunakan untuk memindahkan fluida cair (*liquid*) dari suatu tempat yang rendah ke tempat lain yang lebih tinggi melalui suatu sistem perpipaan, atau dari suatu tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan tinggi, atau dari satu tempat ke tempat lain yang jauh serta untuk mengatasi tahanan hidrolisnya.

Pompa didalam kerjanya akan mentransfer energi mekanis dari suatu sumber energi luar ke cairan yang mengalir melaluinya. Jadi disini pompa menaikkan energi cairan yang mengalir melaluinya sehingga cairan tersebut dapat mengalir dari permukaan rendah ke permukaan tinggi maupun dari tempat bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan lebih tinggi dan bersamaan dengan itu bisa juga mengatasi tahanan hidrolis sepanjang pipa yang di pakai.

Pada suatu industri, pompa merupakan peralatan penunjang yang sangat penting. Hal ini karena pompa digunakan sebagai peralatan sirkulasi air pendingin, sebagai penggerak fluida kerja pada sistem hidrolis, sirkulasi minyak pelumas pada mesin, dan sebagainya. Selain itu juga digunakan sebagai *supply* kebutuhan air bersih, pemadam kebakaran dan lain-lain.

2.2 Klasifikasi Pompa

Menurut Igor J. Karassik, dkk (2001:1.2) pompa dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Aplikasi yang mereka layani.
2. Bahan pembuatan pompa itu sendiri.
3. Fluida yang dilayani/ dipindahkan.
4. Posisi atau kedudukannya.

Semua klasifikasi tersebut bagaimanapun terbatas dalam lingkup dan cenderung tumpang tindih. Sistem klasifikasi yang lebih kuat adalah bagaimana cara energi itu ditambahkan ke fluida yang dipompa. Klasifikasi ini tidak berkaitan dengan pompa itu sendiri dan tidak berhubungan dengan pertimbangan

dari luar atau bahkan dari bahan yang digunakan untuk pembuatan pompa itu sendiri. Maka pompa dapat diklasifikasikan menjadi dua, yaitu pompa *Positive Displacement* dan *Roto-Dynamic*.

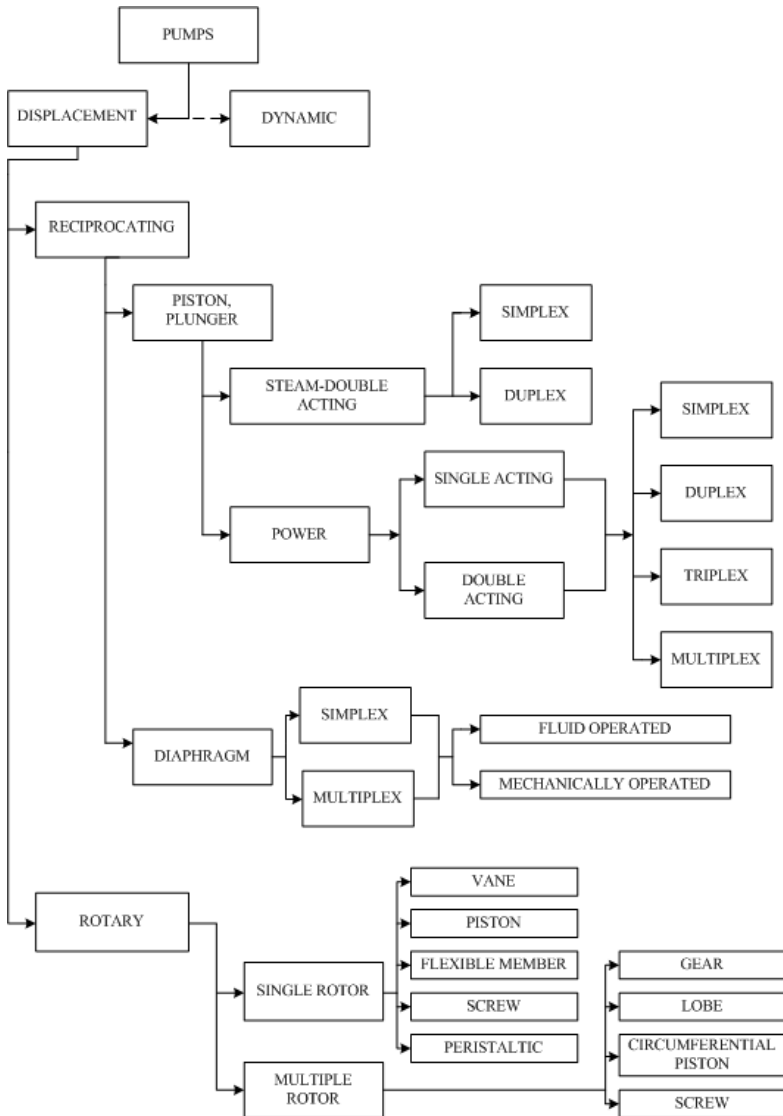
2.2.1 Pompa *Positive Displacement*

Pompa *Positive Displacement* adalah suatu pompa yang cara pemindahan zat cair dari suatu tempat ke tempat lain menggunakan perubahan volume ruang kerja pompa yang diakibatkan oleh gerakan elemen pompa yaitu maju-mundur (bolak-balik) atau berputar (*rotary*). Dengan perubahan volume tersebut maka zat cair pada bagian keluar (*discharge*) mempunyai tekanan yang lebih besar dibandingkan pada bagian masuk (*suction*) dan konsekuensinya kapasitas yang dihasilkan sesuai volume yang dipindahkan.

Ciri-ciri pompa *positive displacement* sebagai berikut:

- Head yang dihasilkan relatif tinggi.
- Kapasitas yang dihasilkan relatif rendah..
- Mampu beroperasi pada *suction* yang kering sehingga tidak memerlukan proses priming.
- Kapasitas atau aliran zat tidak kontinyu.

Berdasarkan gerakan elemen yang bergerak, pompa *positive displacement* ini dibedakan menjadi dua macam, yaitu Pompa *Reciprocating (Reciprocating Pump)* dan Pompa *Rotary (Rotary Pump)*. Berikut merupakan klasifikasi secara lengkap pompa *positive displacement*:



Gambar 2.1 Bagan Klasifikasi Pompa *Displacement*

2.2.1.1 Pompa *Reciprocating*

Pompa *Reciprocating* adalah pompa yang merubah energi mekanis penggeraknya menjadi energi aliran fluida yang dilayani dengan menggunakan bagian pompa yang bergerak bolak-balik di dalam silinder. Bagian atau elemen pompa yang bergerak tersebut bisa disebut piston ataupun *plunger* tergantung dari konstruksinya.

Keuntungan dan Kerugian Pompa *Reciprocating*

- Keuntungan dari Pompa *Reciprocating*
 - a. Efisiensi lebih tinggi.
 - b. Dapat langsung digunakan tanpa priming.
 - c. Bila bekerja pada kecepatan konstan, pompa ini akan mempunyai kapasitas dan tekanan yang konstan pula.
 - d. Pompa ini cocok untuk penggunaan head yang tinggi dan kapasitas rendah.
- Kerugian dari Pompa *Reciprocating*
 - a. Konstruksi lebih rumit.
 - b. Keadaan efisiensi yang tinggi tidak akan didapat lagi bila pompa beroperasi pada kondisi yang tidak sesuai.
 - c. Aliran yang dihasilkan berfluktuasi.

2.2.1.2 Pompa *Rotary*

Pompa *rotary* adalah pompa-pompa positif (*positive displacement pumps*) dimana energi ditransmisikan dari motor penggerak ke cairan oleh suatu bagian (elemen) yang mempunyai gerakan berputar di dalam rumah pompa.

Berdasarkan desainnya, pompa *rotary* dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

- a. *Screw Pump*
- b. *Gear Pump*
- c. *Lobe Pump*
- d. *Sliding Vane*
- e. *Rotary piston*

Keuntungan dan Kerugian Pompa *Rotary*

- Keuntungan dari Pompa *Rotary*
 - a. Ukuran keseluruhan lebih kecil sehingga lebih ringan.
 - b. Aliran zat cair yang dihasilkan *uniform*/seragam.
 - c. Dapat bekerja dengan putaran tinggi sehingga dapat dihubungkan dengan tenaga penggeraknya.
 - d. Tekanan yang dihasilkan cukup tinggi.
 - e. Dapat bekerja pada pengisapan kering.
 - f. Dapat bekerja dengan berbagai posisi.
- Kerugian dari Pompa *Rotary*
 - a. Bekerja tidak maksimal bila digunakan untuk cairan yang bercampur zat padat.
 - b. Pembuatan sangat rumit.

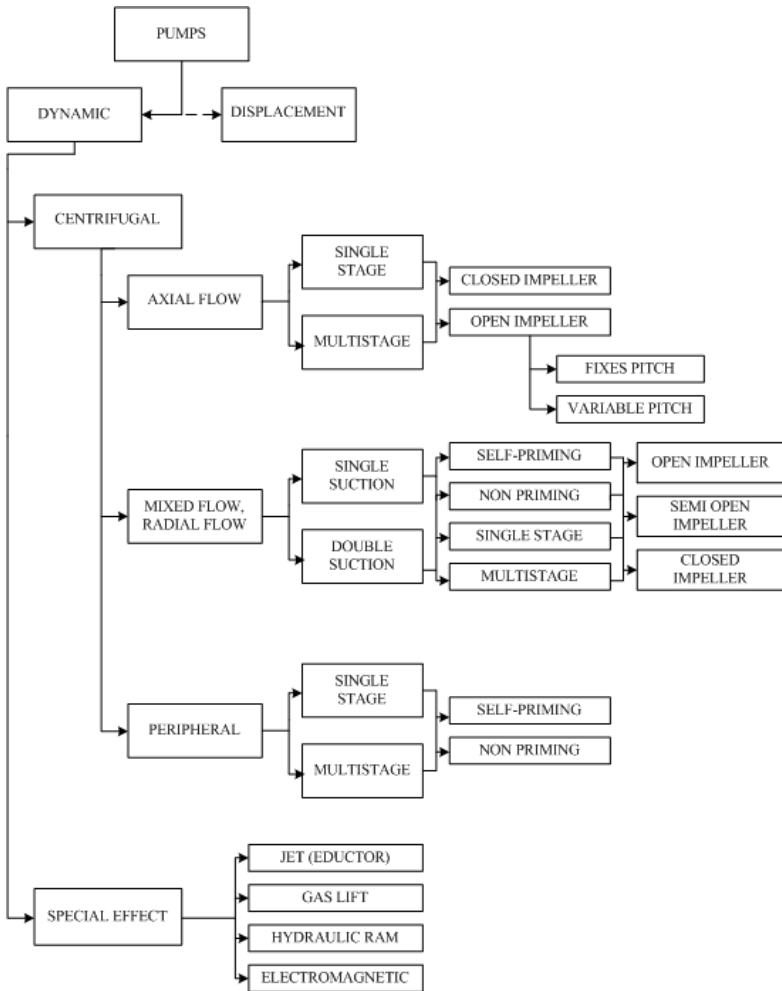
2.2.2 Pompa *Dynamic*

Pompa *Dynamic* atau *Non Positive Displacement* adalah suatu pompa yang cara pemindahan cairan disebabkan oleh gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh adanya gerakan dari sudu-sudu atau *impeller*. Pompa ini mempunyai prinsip kerja merubah energi kinetik yang selanjutnya dirubah menjadi energi potensial.

Ciri-ciri pompa *non positive displacement* sebagai berikut:

- Head yang dihasilkan relatif rendah.
- Kapasitas yang dihasilkan relatif tinggi..
- Tidak mampu beroperasi pada *suction* yang kering sehingga pipa *suction* harus terisi penuh sampai dengan *impeller* pompa.

Pompa *dynamic* dibagi menjadi dua yaitu Pompa sentrifugal dan Spesial *Effect*. Berikut merupakan klasifikasi secara lengkap pompa *dynamic*:



Gambar 2.2 Bagan Klasifikasi Pompa *Dynamic*

2.2.2.1 Pompa *Special Effect*

Pompa jenis ini digunakan pada industri dengan kondisi tertentu. Yang termasuk ke dalam pompa jenis ini yaitu *jet pump (ejector)*, *gas lift pump*, *hydraulic ram pump*, dan *electromagnetic pump*.

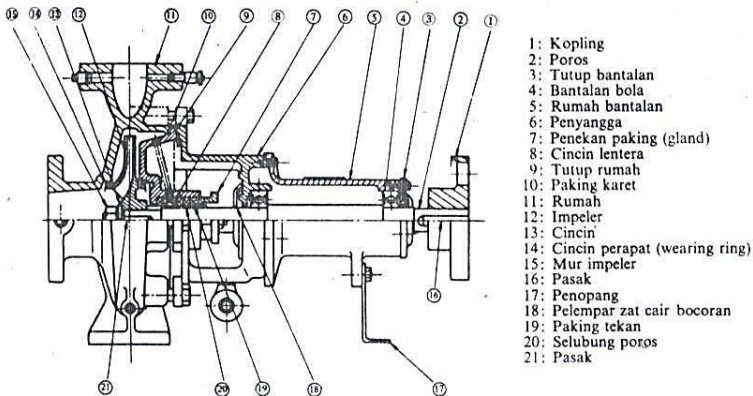
- Keuntungan dan Kerugian Pompa *Special Effect*
- Keuntungan dari Pompa *Special Effect*
 - a. Tidak ada bagian yang bergerak sehingga pompa bisa berumur panjang.
 - b. Tidak menimbulkan suara gaduh dan mudah dioperasikan.
 - c. Mampu memompa cairan yang mengandung kotoran.
 - d. Sulit tersumbat.
 - e. Mampu bekerja pada saluran hisap yang kering.
 - f. Kapasitas uniform.
 - g. Ukurannya kecil dan ringan.
- Kerugian dari Pompa *Special Effect*
 - a. Efisiensi rendah.

2.2.2.2 Pompa Sentrifugal

Pompa Sentrifugal adalah suatu pompa yang cara pemindahan zat cair dari suatu tempat ke tempat lain menggunakan suatu sudu atau impeller yang berputar pada porosnya. Partikel fluida yang berada pada saluran impeller akan digerakan dari sisi masuk (*inlet*) ke sisi keluar (*outlet*), sehingga tekanan pada inlet akan turun dan tekanan pada outlet akan naik. Selama fluida mengalir dari sisi *inlet* ke *outlet*, partikel-partikel fluida dipercepat, sehingga energi kinetiknya akan naik. Energi kinetik ini selanjutnya berangsur-angsur dirubah menjadi energi potensial (energi tekan) baik pada rumah keong (*volute chamber*) atau *diffuser ring* pada pompa *centrifugal* radial ataupun pada stator pada pompa aksial.

a. Komponen-Komponen Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal terdiri atas 2 komponen utama yaitu: komponen yang tidak bergerak (*casing* dan *bearing*) dan komponen yang bergerak (*impeller* dan *shaft*). Berikut komponen-komponen pompa sentrifugal secara lengkap bisa dilihat pada gambar dibawah ini:



Gambar 2.3 Komponen-Komponen Pompa Sentrifugal
 (Sumber: Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor, Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*)

Secara umum, komponen utama pompa sentrifugal sebagai berikut:

a. Casing

Casing merupakan bagian paling luar dari pompa yang berfungsi sebagai pelindung elemen yang berputar, tempat kedudukan *guide vane* (diffusor), *inlet* dan *outlet* nozel serta tempat yang memberikan arah aliran dari impeler dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis (*single stage*).

b. Bearing

Bearing (bantal) berfungsi untuk menumpu dan menahan beban dari poros agar dapat berputar, baik berupa beban *radial* maupun beban *axial*. *Bearing* juga memungkinkan poros untuk dapat berputar dengan lancar dan tetap pada tempatnya, sehingga kerugian gesek menjadi kecil.

c. Impeller

Impeller berfungsi untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinyu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi

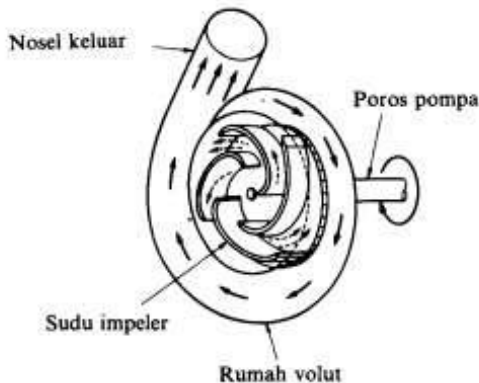
kekosongan akibat perpindahan dari cairan yang masuk sebelumnya.

d. Shaft (Poros)

Poros berfungsi untuk meneruskan momen puntir dari penggerak selama beroperasi dan tempat kedudukan impeller dan bagian-bagian berputar lainnya.

b. Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Pompa Sentrifugal bekerja berdasarkan prinsip gaya sentrifugal yaitu bahwa benda yang bergerak secara melengkung akan mengalami gaya yang arahnya keluar dari titik pusat lintasan yang melengkung tersebut. Besarnya gaya sentrifugal yang timbul tergantung dari masa benda, kecepatan gerak benda, dan jari-jari lengkung lintasannya.



Gambar 2.4 Bagian Aliran Fluida Di Dalam Pompa Sentrifugal
(Sumber: Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor, Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*)

Pompa Sentrifugal bekerja normal bila saluran suction sampai rumah pompa terisi cairan hingga penuh. Apabila poros diberikan daya dari luar, maka *impeller* akan berputar. Dengan berputarnya *impeller*, maka cairan yang ada di *impeller* akan terlempar keluar akibat mendapat gaya sentrifugal. Disana fluida akan mendapat energi kinetik. Karena bentuk *impeller* yang seperti *diffusor*, maka juga akan menghasilkan tekanan (fluida akan menghasilkan energi tekanan).

Setelah keluar dari *impeller*, cairan ditampung di *volute chamber*. Pada bagian ini sebagian energi kinetik diubah menjadi energi potensial berupa kenaikan tekanan. Sehingga keluar dari *volute chamber*, fluida memiliki energi tekanan dan energi kinetik yang besar. Apabila tekanan discharge *nozzle* lebih kecil, maka cairan akan keluar. Setelah fluida di bagian *impeller eyes* keluar ke *exit impeller* (meninggalkan *impeller eyes*) maka ruangan akan vakum atau tekanan sangat rendah. Bila tekanan dalam *suction reservoir* lebih tinggi daripada *inlet nozzle (impeller eyes)* maka fluida akan mengalir dari *suction reservoir* ke pompa.

Keuntungan dan Kerugian Pompa Sentrifugal dibandingkan Pompa *Reciprocating*.

- Keuntungan dari Pompa Sentrifugal
 1. Karena tidak menggunakan mekanisme katup, pompa ini dapat digunakan untuk memompa fluida yang mengandung pasir atau lumpur.
 2. Aliran yang dihasilkan lebih kontinu (*continue*) bila dibandingkan dengan pompa *reciprocating* yang alirannya tersendat-sendat (*intermittent*).
 3. Harga pembelian murah dan mudah perawatannya.
 4. Karena tidak terjadi gesekan antara *impeller* dan casingnya sehingga keausannya lebih kecil.
 5. Pengoprasiannya, pada putaran tinggi dapat dihubungkan langsung dengan motor penggeraknya.
 6. Karena ukurannya relative kecil, maka bobotnya ringan dan pondasinya kecil.
- Kerugian dari Pompa Sentrifugal
 1. Untuk kapasitas kecil dan head yang besar, efisiensinya lebih kecil.
 2. Agar pompa dapat bekerja lebih efisien, maka pompa harus bekerja pada titik kerjanya saja.
 3. Untuk pompa dengan head yang tinggi dan kapasitas rendah sulit dibuat, terkecuali dibuat dengan tingkat yang lebih banyak (*multistage pump*).
 4. Memerlukan priming untuk menggerakkannya.

2.3 Condensate Water System dan Feed Water Heater Drain System

2.3.1 Condensor

Condensor adalah alat penukar panas yang berfungsi untuk merubah uap sisa ekspansi turbin menjadi air *condensate*. Menurut konstruksinya, di dalam *condensor* terdapat pipa - pipa yang disusun sedemikian rupa dimana di dalamnya terdapat aliran air laut sebagai fluida pendingin untuk membuang panas dari uap turbin. Sementara tekanan di dalam *shell* dijaga pada kondisi vakum agar uap sisa ekspansi turbin dapat masuk. Karena uap bekas bersinggungan dengan pipa - pipa dingin yang berisi air laut maka akan terjadi proses kondensasi uap sehingga hasil dari kondensasi tersebut dinamakan air *Condensate*. Pada PLTU unit 3 dan 4 tekanan *condensor* dijaga konstan pada (65 mmhg). Tiap-tiap unit mempunyai 2 *condenser*.



Gambar 2.5 *Condensor*
(*Kondensor PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik*)

Spesifikasi:

Type : *Two Passes, Reverse Flow, Divided Water Box, Horizontal Surface Type*

Absolute Pressure : *65 mmHg*

Hotwell Capacity : 35 m³

Total tubes : 15136 tubes

(Sumber: *Equipment Maintenance Manual PLTU Unit 3 dan 4 PT PJB UP Gresik*)

2.3.2 Condensate Pump

Condensate Pump digunakan untuk memompa air kondensasi yang berasal dari *hotwell* yang berada pada kondensor untuk dipompakan ke deaerator melewati *SJAE*, *GSC*, *LP Heater 1-4* sebagai *boiler feed water*. *Condensate pump* yang digunakan ada 2 (dua) pompa, satu pompa digunakan (bekerja) dan satunya untuk *standby*.



Gambar 2.6 *Condensate Pump*
(*Condensate Pump PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik*)

Spesifikasi:

Type : TSM-VB4

Suc. Bore : 450 mm

Dis. Bore : 250 mm

No. of stage : 4

Capacity : 440 t/h
Total head : 205 m
Speed : 1500 rpm
Re. NPSH : 4,5 m

(Sumber: *Equipment Maintenance Manual PLTU Unit 3 dan 4 PT PJB UP Gresik*)

2.3.3 Steam Jet Air Ejector (SJAЕ)

Steam Jet Air Ejector berfungsi untuk menjaga tekanan di *shell condensor* dalam keadaan vakum sehingga dalam proses kondensasi lebih sempurna atau lebih cepat. Sedangkan fluida kerja untuk menjaga kevakumannya adalah *Auxiliary steam* yang dilewatkan kesebuah venturi sehingga kecepatannya naik dan tekanannya turun sehingga udara di *shell condenser* yang terhubung dengan venturi tersebut dapat tersedot. *Auxiliary steam* yang diambil untuk SJAЕ juga berfungsi sebagai pemanas air *condensat* di dalam SJAЕ selain dari fungsinya untuk fluida kerja *ejector*. SJAЕ adalah *heat exchanger* jenis tertutup.



Gambar 2.7 *Steam Jet Air Ejector*
(*Steam Jet Air Ejector PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik*)

Spesifikasi:

Type : *Twin element two stage ejector with combined surface inter & after cooler*

Pressure Drop : *0,5 mAq*

Design Press

- *Tube side* : *29 kg/cm²G*
- *Shell tube* : *Atmosphere*

Tubes

- *Overall length* : *1645 mm*
- *Total tubes* : *326 tubes*

(Sumber: *Equipment Maintenance Manual PLTU Unit 3 dan 4 PT PJB UP Gresik*)

2.3.4 Gland Steam Condensor (GSC)

Gland Steam Condensor digunakan untuk mengkondensasi uap perapat dari turbin setelah keluar dari sistem perapat. Karena perbedaan temperatur antara uap (*steam seal*) dengan air pendingin (*condensate water*) maka akan terjadi perpindahan panas, yaitu *steam seal* akan berubah menjadi air sedangkan *condensate water* akan naik temperaturnya. Dengan demikian didapat keuntungan panas pada air pengisi ketel. Bergeraknya uap perapat ke *gland steam condenser* karena ada kevakuman di shell *Gland Steam Condensor* yang dihasilkan oleh *gland steam exhaust blower*. *Gland steam condenser* adalah *heat exchanger* jenis tertutup.



Gambar 2.8 *Gland Steam Condensor*
(*Gland Steam Condensor PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik*)

Spesifikasi:

<i>Type</i>	: <i>Horizontal, surface cooling type</i>
<i>Pressure Drop</i>	: <i>3 mAq</i>
<i>Design Press.</i>	: <i>29 kg/cm²G</i>
<i>Design Temp.</i>	: <i>65⁰C</i>
<i>Shell</i>	
<i>Outside Dia.</i>	: <i>558,8 mm</i>
<i>Thickness</i>	: <i>6 mm</i>

(Sumber: *Equipment Maintenance Manual PLTU Unit 3 dan 4 PT PJB UP Gresik*)

2.3.5 Low Pressure Heater 1 (LPH 1)

Low pressure heater 1 (LPH 1) adalah pemanas air kondensat jenis tertutup. Uap yang digunakan untuk memanaskan air kondensat ini berasal dari ekstraksi turbin tekanan rendah. Konstruksi dari alat ini adalah suatu bejana tertutup dimana didalamnya berisi pipa-pipa yang dialiri air kondensat (*feed water*) sementara bejana (*shell*) nya berisi *extraction steam*.



Gambar 2.9 *Low Pressure Heater 1*
(*Low Pressure Heater 1 PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik*)

Spesifikasi:

Type : *Horizontal closed tubular type*

Pressure Drop : *6,8 mAq*

Design Press

- *Shell side* : *Full Vacum*
- *Tube side* : *20 kg/cm²G*

Design Temp

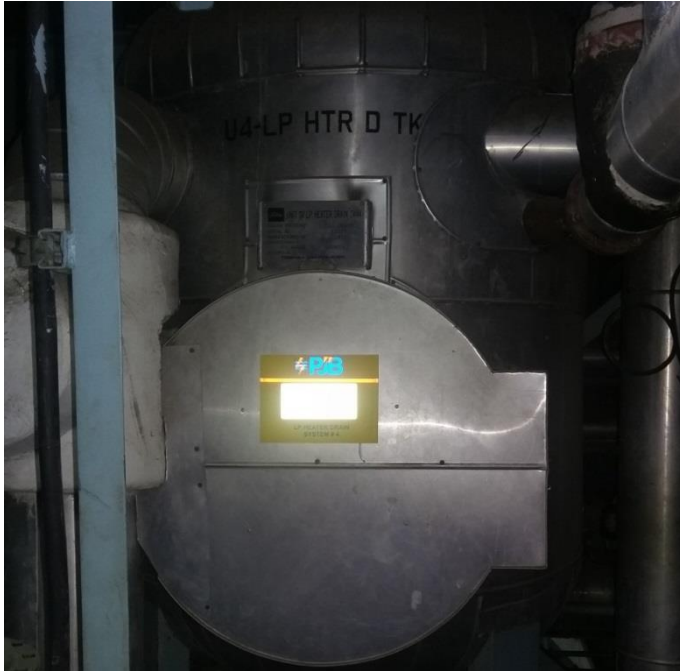
- *Shell side* : *91⁰C*
- *Steam inlet sec.* : *150⁰C*
- *Tube side* : *91⁰C*

(*Sumber: Equipment Maintenance Manual PLTU Unit 3 dan 4 PT PJB
UP Gresik*)

2.3.6 Heater Drain Tank

Heater drain tank adalah alat yang digunakan untuk menampung air *drain* dari LPH 1, LPH 2, LPH 3 dan LPH 4 yang nantinya akan dipompakan menuju ke pipa air kondensat. Sehingga air dari *heater drain pump* ini menuju ke *deaerator*

bersama dengan air dari kondensat. Hal ini bertujuan agar memperoleh efisiensi lebih tinggi karena air drain ini masih mempunyai temperatur yang cukup tinggi.



Gambar 2.10 *Heater Drain Tank*
(*Heater Drain Tank PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik*)

Spesifikasi:

Type : *Vertical, cylindrical*

Capacity : *0,45 m³ (N.W.L)*

Design temperature : *91⁰C*

Hydrostatic test press. : *2 kg/cm²G*

(*Sumber: Equipment Maintenance Manual PLTU Unit 3 dan 4 PT PJB
UP Gresik*)

2.3.7 Heater Drain Pump

Heater drain pump adalah pompa yang digunakan untuk memompa air *drain* dari *heater drain tank* menuju pipa air kondensat. Pompa ini hanya ada satu tiap unit sehingga bila ada kerusakan, air *drain* dari *heater drain tank* seluruhnya akan di *by-pass* langsung menuju ke kondensor.



Gambar 2.11 *Heater Drain Pump*
(*Heater Drain Pump PLTU Unit 3 PT PJB UP Gresik*)

Spesifikasi:

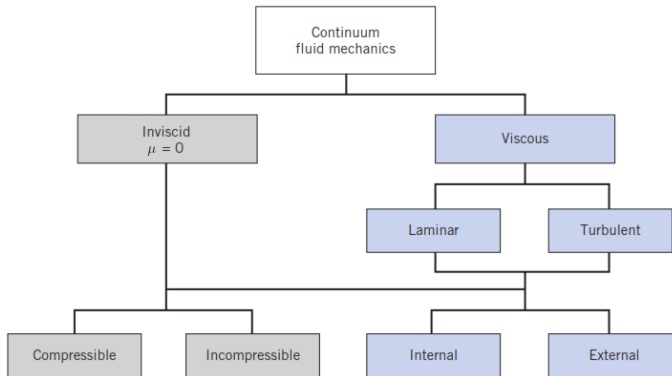
Type	: TSM-7
Suc. Bore	: 150 mm
Dis. Bore	: 150 mm
No. of stage	: 7
Total head	: 175 m
Speed	: 1500 rpm
Re. NPSH	: 2,1 m
Liquid temp	: 87,3 – 89,2 ⁰ C

(Sumber: *Equipment Maintenance Manual PLTU Unit 3 dan 4 PT PJB UP Gresik*)

2.4 Jenis Aliran Fluida

Karena sulitnya menganalisa partikel cairan secara mikroskopis maka dilakukan pendekatan secara makroskopis dengan anggapan sudah cukup memadai, ini berarti kita harus mengansumsikan *fluida* yang “continum”, sebagai konsekuensinya bahwa seluruh *properties* fluida merupakan suatu fungsi daripada kedudukan dan waktu.

Dengan adanya *properties* fluida ini, maka unjuk kerja pompa juga akan berpengaruh. Karena ada variasi dari bentuk aliran yang dihasilkan. Keberadaan bentuk aliran ini sangat menentukan di dalam perencanaan instalasi pompa.



Gambar 2.12 Klasifikasi Jenis Fluida

(Sumber: Fox and Mc Donalds, *Introduction to Fluid Mechanics* 8th Edition Page 39)

2.4.1 Aliran *Inviscid*

Aliran *inviscid* adalah aliran yang tidak memiliki kekentalan atau viskositasnya nol ($\mu = 0$). Hal ini biasanya terjadi pada saat fluida mengalir dan tidak berada di dekat plat datar ataupun pipa. Sehingga tidak menghasilkan tegangan geser antara fluida dan plat atau pipa tersebut.

2.4.2 Aliran *Viscous*

Aliran *viscous* adalah jenis aliran fluida yang memiliki kekentalan atau *viscous* ($\mu > 0$). Viskositas fluida sangat berpengaruh saat fluida mengalir di suatu plat datar ataupun pipa yang dapat menghasilkan tegangan geser di dinding saluran tersebut.

2.4.3 Aliran *Laminar* dan *Turbulent*

Aliran suatu fluida dibedakan menjadi dua tipe, yaitu aliran *laminar* dan aliran *turbulent*. Aliran dikatakan *laminar* bila partikel- partikel fluida yang bergerak secara teratur mengikuti lintasan yang sejajar pipa dan bergerak dengan kecepatan yang sama. Aliran ini terjadi bila kecepatan kecil dan kekentalan yang besar. Sedangkan aliran disebut *turbulent* bila tiap partikel fluida bergerak mengikuti lintasan sembarang di sepanjang pipa dan hanya gerakan rata-rata saja yang mengikuti sumbu pipa. Aliran ini terjadi apabila kecepatan besar dan kekentalan fluida yang kecil. Apabila kecepatan tinggi, gerakan tidak lagi *steady* akan tetapi bervariasi, baik pada besaran maupun arahnya pada sembarang titik.

Kekentalan (*viskositas*) berpengaruh besar sehingga dapat meredam gangguan yang mengakibatkan aliran menjadi *turbulent*. Dengan berkurangnya kekentalan dan bertambahnya kecepatan aliran maka daya redam terhadap gangguan akan berkurang yang sampai pada batas tertentu akan menyebabkan terjadinya perubahan aliran dari *Laminar* menjadi *Turbulent*. Untuk membedakan suatu aliran berbentuk *laminar* atau *turbulen* akan ditentukan oleh sifat-sifat dari alirannya itu sendiri.

Koefisien gesekan untuk suatu pipa silindris merupakan Bilangan *Reynold* (*Re*). Untuk menentukan tipe aliran apakah *laminar* atau *turbulent* dapat digunakan rumus dibawah ini:

$$Re = \frac{\bar{v} x D}{\nu} \quad (2.1)$$

Dimana:

Re = Bilangan Reynold

\bar{v} = Kecepatan aliran fluida $\left(\frac{m}{s}\right)$

D = Diameter dalam pipa (m)

ν = Viskositas kinematik fluida $\left(\frac{m^2}{s}\right)$

Bila:

$Re \leq 2300$, aliran bersifat laminar

$Re \geq 4000$, aliran bersifat turbulen

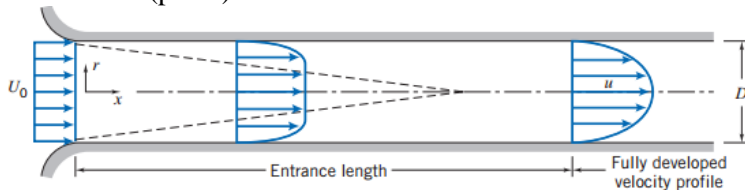
$2300 \leq Re \leq 4000$, aliran bersifat transisi

Aliran *transisi* merupakan dimana aliran dapat bersifat *laminar* atau *turbulent* tergantung dari kondisi pipa dan aliran.

2.4.4 Aliran *Internal* dan *External*

Aliran *internal* adalah aliran dimana fluida yang mengalir yang dibatasi oleh suatu batasan atau *boundary* berupa benda *solid*, seperti aliran yang berada di dalam pipa.

Aliran *external* adalah aliran yang tidak dibatasi oleh suatu permukaan zat lainnya atau aliran yang melintasi suatu permukaan benda seperti plat. Batasan kontrol *volume* yang biasanya digunakan adalah hingga fluida yang melewati suatu benda *solid* (padat).



Gambar 2.13 Profil Kecepatan Aliran Memasuki Pipa

(Sumber: Fox and Mc Donalds, *Introduction to Fluid Mechanics* 8th Edition Page 331)

Aliran yang masuk pada pipa adalah aliran *uniform* dengan kecepatan U_0 . Karena aliran merupakan aliran *viscous*, maka pada dindingnya terjadi lapisan batas (*boundary layer*) dimana di dalam *boundary layer* tersebut, pengaruh *viskositas* relatif

besar sehingga profil kecepatannya tidak *uniform* lagi seperti pada gambar 2.13.

Perubahan profil kecepatan dalam aliran ini memiliki batas tertentu. Apabila *boundary layer* tersebut bertemu pada satu titik, maka profil kecepatannya akan tetap. Aliran yang telah berkembang penuh ini dinamakan aliran *fully developed*. Jarak dari saat mula-mula aliran masuk sampai menjadi *fully developed* disebut dengan *Entrance Length*. Kecepatan aliran rata-rata yang terjadi adalah \bar{v} ini tentunya harus bernilai sama dengan U_0 . Jadi nilai $\bar{v} = U_0 = \text{Konstan}$. Panjang *entrance length*/ L untuk aliran *laminar* merupakan fungsi bilangan *reynold* :

$$\frac{L}{D} \cong 0,06 \frac{\bar{v} x D}{\nu} \quad (2.2)$$

Dimana:

$$\bar{v} = \frac{Q}{A} \text{ adalah kecepatan rata - rata}$$

$$\text{maka, } Q = \bar{v} \times A = U_0 \times A, \text{ dimana } \bar{v} = U_0$$

Untuk aliran laminar dalam pipa $Re < 2300$, maka *entrance length*/ L di dapat:

$$L \cong 0,06 ReD \leq (0,06)(2300)D = 138 D$$

(Sumber: Fox and Mc Donalds, *Introduction to Fluid Mechanics* 8th Edition Page 332)

Sedangkan untuk aliran *turbulen*, karena *boundary layer* muncul lebih cepat maka panjang *entrance length* akan menjadi lebih pendek yaitu ± 25 sampai 40 kali diameter pipa.

2.4.5 Aliran *Compressible* dan *Incompressible*

Aliran *compressible* adalah aliran yang melewati suatu benda padat dimana fluida tersebut mengalami kenaikan atau penurunan temperatur, sehingga mempengaruhi massa jenisnya ($\text{density} = \rho$) dan hal itu cukup berarti dan tidak dapat diabaikan ($\rho \neq \rho$). Contohnya adalah fluida gas.

Aliran *Incompressible* adalah aliran yang melewati suatu benda padat dan apabila terjadi perubahan temperatur yang dapat berpengaruh pada massa jenisnya ($density = \rho$), hal ini dapat diabaikan karena perubahan density tidak secara signifikan ($\rho_1 = \rho_2$). Contohnya adalah fluida cair.

Untuk dapat membedakan jenis aliran *compressible* atau *incompressible* tersebut, dapat dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan bilangan *Mach* (M) :

$$M = \frac{\bar{v}}{c} \quad (2.3)$$

Dimana:

M = Bilangan *Mach*

\bar{v} = Kecepatan rata-rata aliran

C = Kecepatan rambat bunyi local

Sehingga untuk *mach number* $< 0,3$ adalah aliran *incompressible*. Sedangkan untuk *mach number* $> 0,3$ adalah aliran *compressible*.

2.5 Persamaan Kontinuitas

Suatu sistem dapat didefinisikan sebagai kumpulan yang massanya tidak berubah, sehingga prinsip kekekalan massa dapat ditulis secara sederhana sebagai berikut:

$$\left. \frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0$$

Dimana laju perubahan massa terhadap waktu adalah 0. Umumnya massa system (M_{system}) dapat dinyatakan sebagai berikut dengan pengintegrasikan meliputi seluruh *volume* sistem:

$$M_{system} = \int_{M (system)} dm = \int_{V (system)} \rho dV$$

Hubungan persamaan antara sistem dan *control volume* dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut:

$$\left(\frac{dN}{dt}\right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \rho dV + \int_{CS} \eta \rho \vec{v} \cdot d\vec{A}$$

Dimana,

$$N_{system} = \int_{M(system)} \eta dm = \int_{V(system)} \eta dV$$

Untuk sebuah persamaan *control volume* dari konversi, maka dapat ditulis dengan $N=M$ dan $\eta=1$. Sehingga bila disubstitusikan akan menjadi persamaan:

$$\left(\frac{\partial M}{\partial t}\right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A}$$

Sehingga persamaan kontinuitas atau konversi massa dapat ditulis sebagai berikut:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A}$$

Dengan asumsi:

- Aliran fluida adalah *incompressible*
- Aliran fluida kerjanya adalah *steady state*

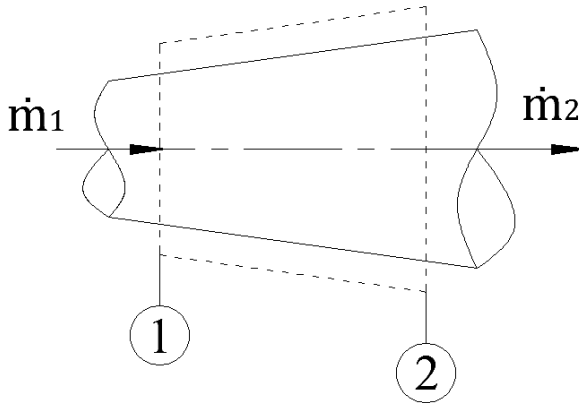
$$0 = \cancel{\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV} + \int_{CS} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A}$$

Sehingga persamaan di atas menjadi:

$$0 = \int_{CS} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A}$$

Dengan mengintegalkan persamaan diatas, maka di dapat persamaan kontinuitas sebagai berikut:

$$0 = -[\rho \bar{v}_1 A_1] + [\rho \bar{v}_2 A_2] \text{ atau } \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.4)$$



Gambar 2.14 *Volume Atur*

Dimana:

$$\rho = \text{density} \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

$$\bar{v} = \text{Kecepatan aliran fluida} \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$A = \text{Luas penampang} (m^2)$$

2.6 Hukum Pertama Termodinamika

Hukum pertama termodinamika menyatakan tentang kekekalan energi (*conservation energy*). Persamaannya sebagai berikut:

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \frac{dE}{dt}_{system} \quad (2.5)$$

Dimana energi total:

$$E_{system} = \int_{M (system)} e \, dm = \int_{\forall (system)} e \, \rho d\forall$$

Dan

$$e = u + \frac{\bar{v}^2}{2} + gz$$

Dengan \dot{Q} bernilai positif bila panas yang diberikan ke sistem dan sekelilingnya, sedangkan \dot{W} bernilai positif bila kerja diberikan dari sistem ke sekelilingnya. Hubungan antara sistem dan kontrol volume adalah:

$$\left(\frac{dN}{dt} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \, \rho \, d\forall + \int_{CS} \eta \, \rho \, \bar{v} \cdot d\bar{A} \quad (2.6)$$

Dimana:

$$N_{system} = \int_{m (system)} \eta \, dm + \int_{\forall (system)} \eta \, \rho d\forall$$

Untuk menurunkan perumusan volume dari hukum pertama termodinamika $N = E$ dan $\eta = e$ sehingga diperoleh persamaan:

$$\left(\frac{dE}{dt} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \, \rho \, d\forall + \int_{CS} e \, \rho \, \bar{v} \cdot d\bar{A}$$

Pada saat t_0 sistem berhimpit dengan *control volume* sehingga:

$$(\dot{Q} - \dot{W})_{CS} = (\dot{Q} - \dot{W})_{CV}$$

Dari persamaan 2.5 dan 2.6 didapat:

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \, \rho \, d\forall + \int_{CS} e \, \rho \, \bar{v} \cdot d\bar{A} \quad (2.7)$$

Besarnya kerja pada *volume*atur dibagi menjadi empat kelompok, yaitu:

$$\dot{W} = \dot{W}_s + \dot{W}_{normal} + \dot{W}_{shear} + \dot{W}_{other}$$

Maka hukum pertama termodinamika menjadi:

$$\begin{aligned} & (\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) \\ & = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \rho dV + \int_{CS} e \rho \bar{v} \cdot d\bar{A} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Dimana:

\dot{W}_s = Kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan poros.

\dot{W}_{normal} = Kerja persatuan waktu yang ditimbulkan oleh tegangan normal.

\dot{W}_{shear} = Kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan geser.

\dot{W}_{other} = Kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh kelistrikan.

2.7 Persamaan Bernoulli

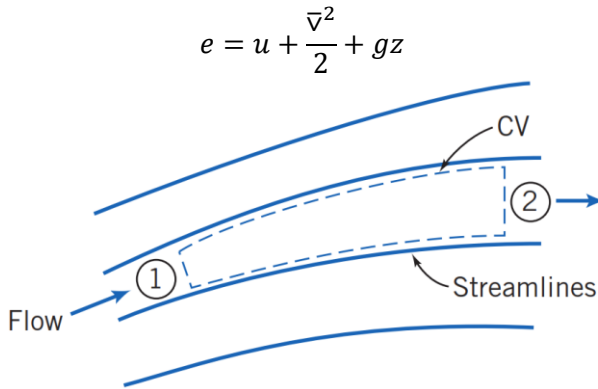
Dari persamaan Hukum Termodinamika 1 diatas didapatkan persamaan baru yang disebut dengan persamaan Bernoulli sebagai berikut:

$$\begin{aligned} & (\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) \\ & = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \rho dV + \int_{CS} (e + pv) \rho \bar{v} \cdot d\bar{A} \end{aligned}$$

Dengan asumsi:

- $\dot{W}_s = 0$
- $\dot{W}_{shear} = 0$
- $\dot{W}_{other} = 0$

- Aliran *Steady* (Steady Flow)
- Aliran *Uniform* (Uniform flow and properties at each section)



Gambar 2.15 Aliran Melalui Pipa

(Sumber: Fox and Mc Donalds, *Introduction to Fluid Mechanics* 8th Edition Page 253)

Sehingga menjadi:

$$\left(u_1 + p_1 v_1 + \frac{\bar{v}_1^2}{2} + gz_1\right)(-\rho_1 \bar{v}_1 A_1) + \left(u_2 + p_2 v_2 + \frac{\bar{v}_2^2}{2} + gz_2\right)(-\rho_1 \bar{v}_1 A_1) - \dot{Q} = 0$$

Dengan persamaan kontinuitas (2.4),

$$\begin{aligned}\dot{m}_1 &= \dot{m}_2 \\ \rho \bar{v}_1 A_1 &= \rho \bar{v}_2 A_2\end{aligned}$$

Dan

$$\dot{Q} = \frac{\delta Q}{dt} = \frac{\delta Q}{dm} \frac{dm}{dt} = \frac{\delta Q}{dm} \dot{m}$$

Sehingga persamaan energi menjadi,

$$\left[\left(p_2 v_2 + \frac{\bar{v}_2^2}{2} + g z_2 \right) - \left(p_1 v_1 + \frac{\bar{v}_1^2}{2} + g z_1 \right) \right] \dot{m} + \left(u_2 - u_1 \frac{\delta Q}{dm} \right) \dot{m} = 0$$

Atau

$$p_1 v_1 + \frac{\bar{v}_1^2}{2} + g z_1 = p_2 v_2 + \frac{\bar{v}_2^2}{2} + g z_2 + \left(u_2 - u_1 \frac{\delta Q}{dm} \right)$$

Dimana dengan asumsi incompressible flow, $v_1 = v_2 = \frac{1}{\rho}$ maka persamaan diatas menjadi:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{\bar{v}_1^2}{2} + g z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{\bar{v}_2^2}{2} + g z_2 + \left(u_2 - u_1 \frac{\delta Q}{dm} \right)$$

Dimana nilai $\left(u_2 - u_1 \frac{\delta Q}{dm} \right) =$ perbedaan energi mekanik yang terjadi selama fluida mengalir dari titik 1 ke 2 atau dapat disebut kerugian head loss total (H_{lt}). Untuk aliran tanpa gesekan maka didapatkan nilai $H_{lt} = 0$.

Sehingga persamaan menjadi,

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{\bar{v}_1^2}{2} + g z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{\bar{v}_2^2}{2} + g z_2 = \text{constant}$$

Persamaan inilah yang disebut dengan persamaan bernoulli dengan syarat sebagai berikut:

- Aliran *steady* (*steady flow*)
- Aliran inkompresibel (*incompressible flow*)
- Aliran sepanjang *streamline* (*Flow Along a Streamline*)
- Aliran tanpa gesekan (*Frictionless Flow*)

Persamaan Bernoulli ini sering dituliskan sebagai berikut:

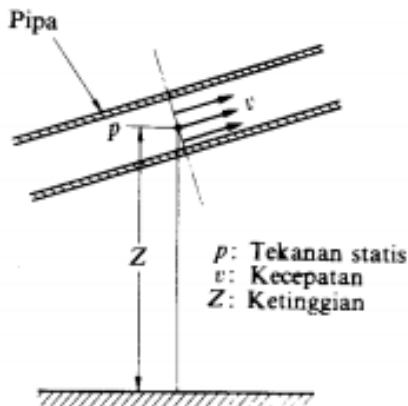
$$\frac{p}{\rho} + \frac{\bar{v}^2}{2} + gz = \text{constant} \quad (2.9)$$

2.8 Tinggi Tekan (Head)

Head/ tinggi tekan adalah energi mekanik yang dikandung oleh satu satuan berat (1 kgf) zat cair yang mengalir pada penampang yang bersangkutan. Satuan energi per satuan berat adalah ekuivalen dengan satuan panjang (atau tinggi). Head sendiri ada 3 macam yaitu:

- Head Tekanan = $\frac{p}{\gamma}$
- Head Kecepatan = $\frac{\bar{v}^2}{2g}$
- Head Potensial = z

$$H = \frac{p}{\gamma} + \frac{\bar{v}^2}{2g} + z \quad (2.10)$$



Gambar 2.16 Metode Mengukur Head

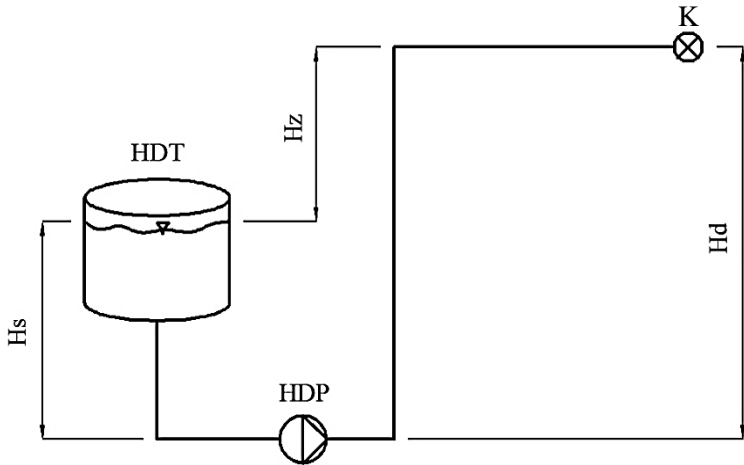
(Sumber: Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor, Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*)

Maka head total H yang merupakan jumlahan dari head tekanan, head kecepatan dan head potensial adalah energi

mekanik total per satuan berat zat cair, dan dinyatakan dengan satuan tinggi kolom zat cair dalam meter.

2.9 Head Instalasi Pompa

Head instalasi pompa adalah besarnya head yang harus diatasi oleh pompa dari seluruh komponen yang ada diantaranya adalah karena perbedaan tekanan, perbedaan kecepatan, perbedaan ketinggian dan kerugian-kerugian sepanjang instalasi.



Gambar 2.17 Head Instalasi Pompa

Persamaan head instalasi sebagai berikut:

$$H_{eff} = \sum H_{st} + \sum H_{dyn}$$

$$H_{eff} = \left\{ \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + (H_d - H_s) \right\} + \left\{ \frac{\bar{v}_{dr}^2 - \bar{v}_{sr}^2}{2g} + \sum H_{LT} \right\} \quad (2.11)$$

2.9.1 Head Statis

Head ini terdiri dari *pressure head* dan *elevation head*. *Pressure head* adalah head akibat adanya perbedaan tekanan antara *discharge reservoir* dan *suction reservoir*. Sedangkan

elevation head adalah perbedaan ketinggian antara permukaan fluida pada bagian *discharge* dengan bagian *suction* dimana sumbu pompa sebagai titik referensinya.

$$\Sigma H_{st} = \frac{P_{dr}-P_{sr}}{\gamma} + (H_d - H_s) \quad (2.12)$$

Dimana:

H_{st} = Head statis total (m)

P_{dr} = Tekanan pada *discharge reservoir* (Pa)

P_{sr} = Tekanan pada *suction reservoir* (Pa)

γ = Berat jenis fluida $\left(\frac{N}{m^3}\right)$

H_d = Ketinggian permukaan air pada *discharge* ke sumbu pompa (m)

H_s = Ketinggian permukaan air pada *suction* ke sumbu pompa (m)

1. Head Tekanan (*Pressure Head*)

Head tekanan adalah energi yang terdapat di dalam fluida akibat adanya perbedaan tekanan pada *discharge reservoir* dan *suction reservoir*.

$$H_{st} = \frac{P_{dr}-P_{sr}}{\gamma} \quad (2.13)$$

Dimana:

H_{st} = Head statis total (m)

P_{dr} = Tekanan pada *discharge reservoir* (Pa)

P_{sr} = Tekanan pada *suction reservoir* (Pa)

γ = Berat jenis fluida $\left(\frac{N}{m^3}\right)$

2. Head Ketinggina (*Elevation Head*)

Elevation head adalah perbedaan ketinggian antara permukaan air di *discharge reservoir* dengan *suction reservoir* dimana garis sumbu pompa digunakan sebagai acuan:

$$H_z = (H_d - H_s) \quad (2.14)$$

Dimana:

H_z = *Elevation head* (m)

H_d = Ketinggian permukaan air pada *discharge* ke sumbu pompa (m)

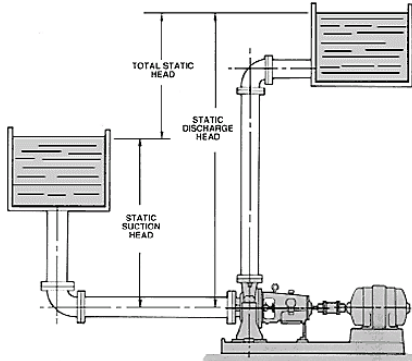
H_s = Ketinggian permukaan air pada *suction* ke sumbu pompa (m)

a. *Suction Head*

Suction head merupakan instalasi pipa dimana pada bagian *suction*, permukaan cairan terletak diatas garis sumbu pompa. Besarnya *elevation head* adalah sebagai berikut:

$$H_z = (H_d - H_s) \quad (2.15)$$

Berikut adalah skema instalasi *suction head*:



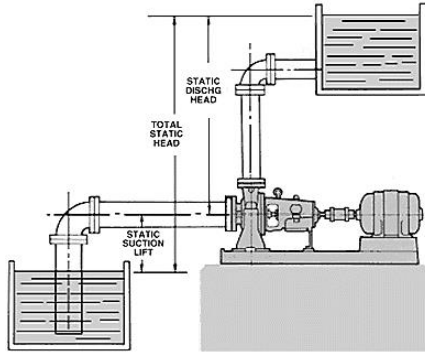
Gambar 2.18 Instalasi *Suction Head*

b. *Suction Lift*

Suction lift merupakan instalasi pompa dimana pipa hisapnya terletak dibawah permukaan cairan terletak dibawah sumbu pompa. Besarnya *elevation head* adalah sebagai berikut:

$$H_z = (H_d + H_s) \quad (2.16)$$

Berikut adalah skema instalasi *suction lift*:



Gambar 2.19 Instalasi *Suction Lift*

2.9.2 Head Dinamis

Head Dinamis merupakan head yang terdiri dari *velocity head* dan head loss karena gesekan fluida dengan penampang pipa dan aksesoris pipa (*fitting*). Besarnya *head dinamis* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\Sigma H_{dinamis} = \left\{ \frac{\bar{v}_{dr}^2 - \bar{v}_{sr}^2}{2g} + \Sigma H_{LT} \right\} \quad (2.17)$$

Dimana:

\bar{v}_{dr} = Kecepatan aliran pada bagian discharge $\left(\frac{m}{s}\right)$

\bar{v}_{sr} = Kecepatan aliran pada bagian suction $\left(\frac{m}{s}\right)$

g = Percepatan gravitasi bumi $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

H_{LT} = Head loss total (m)

Head Dinamis terdiri dari:

1. *Velocity Head*

Velocity head adalah head yang disebabkan karena adanya perbedaan kecepatan yang keluar dari *suction reservoir* dan masuk ke dalam *discharge reservoir*. *Velocity head* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$H_v = \frac{\bar{v}_{dr}^2 - \bar{v}_{sr}^2}{2g} \quad (2.18)$$

Dimana:

\bar{v}_{dr} = Kecepatan aliran pada bagian *discharge* $\left(\frac{m}{s}\right)$

\bar{v}_{sr} = Kecepatan aliran pada bagian *suction* $\left(\frac{m}{s}\right)$

g = Percepatan gravitasi bumi $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

2. Head Loss

Head loss merupakan suatu kerugian yang dialami aliran fluida selama bersikulasi dimana kerugian itu tergantung pada geometri penampang saluran dan parameter-parameter *fluida* serta aliran itu sendiri. *Head loss* dapat dibedakan menjadi 2 yaitu: kerugian sepanjang pipa (*major losses*) dan kerugian pada perubahan geometri (*minor losses*).

a. Head Loss Mayor

Head loss mayor merupakan kerugian aliran fluida yang disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara fluida dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh aliran fluida. *Head loss mayor* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan *Darcy – Weisbach* yaitu:

$$\sum H_L = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (2.19)$$

Dimana:

H_L = *Head loss mayor* (m)

f = Faktor gesek

D = Diameter dalam pipa (m)

\bar{v} = Kecepatan aliran dalam pipa $\left(\frac{m}{s}\right)$

g = Percepatan gravitasi bumi $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

Untuk aliran *laminar*, faktor gesekan dapat dinyatakan dengan rumus:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.20)$$

Untuk aliran turbulen, faktor gesekan dibedakan menjadi:

- Untuk pipa halus, hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan:

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (2.21)$$

$$Untuk\ 3000 \leq Re \leq 100000$$

- Untuk pipa kasar dan halus, hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\frac{e}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (2.22)$$

Persamaan di atas merupakan persamaan *Colebrook-white*. Untuk menggunakan persamaan ini dilakukan dengan menggunakan iterasi yang membuat harga *f* dapat lebih akurat. Adapun cara lain untuk mempermudah mencari harga *friction factor* (*f*) dapat menggunakan *moody diagram* dengan fungsi *reynold number* (*Re*) dan *e/D* terhadap *friction factor* (*f*).

Persamaan *Colebrook-White* berlaku untuk seluruh kisaran aliran *non laminar* dalam *moody diagram*.

b. Head Loss Minor

Selain kerugian *head loss mayor*, juga terdapat kerugian yang disebabkan karena kelengkungan pipa seperti belokan, siku, sambungan, katup dan sebagainya yang disebut dengan kerugian kecil (*Head Loss Minor*). Besarnya *head loss minor* yaitu:

$$\Sigma H_{lm} = K \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (2.23)$$

Dimana harga K dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$K = f \frac{L_e}{D} \quad (2.24)$$

Dimana:

- \bar{v} = Kecepatan aliran dalam pipa $\left(\frac{m}{s}\right)$
- g = Percepatan gravitasi bumi $\left(\frac{m}{s^2}\right)$
- K = Koefisien kerugian (minor losses) pipa
- f = Friction factor
- L_e = Panjang ekivalen (m)
- D = Diameter pipa (m)

Pipa-pipa sambung dapat menghambat aliran normal dan menyebabkan gesekan tambahan.

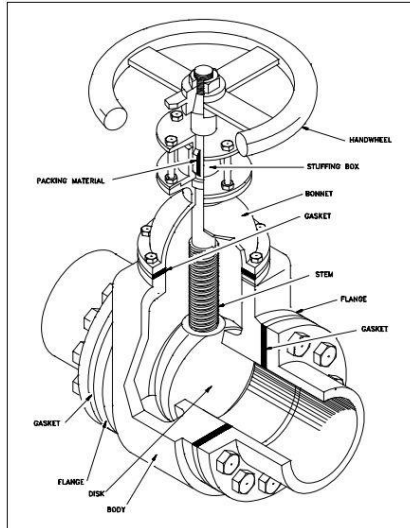
Jenis-jenis *fitting* yang sering digunakan antara lain:

- **Valve (katup)**

Valve atau katup adalah sebuah perangkat yang mengatur, mengarahkan atau mengontrol aliran dari suatu cairan (gas, cairan, padatan terfluidisasi) dengan membuka, menutup, atau menutup sebagian dari jalan alirannya.

- **Gate Valve**

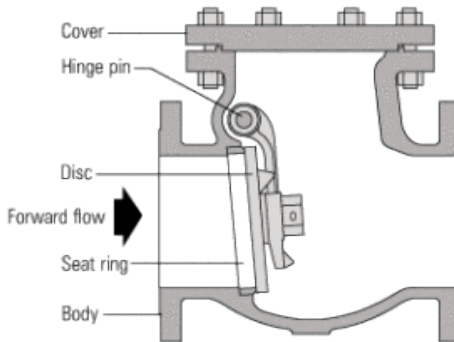
Valve ini memiliki memiliki bentuk penyekat berupa piringan yang dapat digerakkan ke atas atau ke bawah untuk membuka dan menutup. *Valve* ini sangat cocok apabila digunakan untuk bukaan penuh (*fully open*) dan tertutup penuh (*fully closed*).



Gambar 2.20 *Gate Valve*

➤ ***Check Valve***

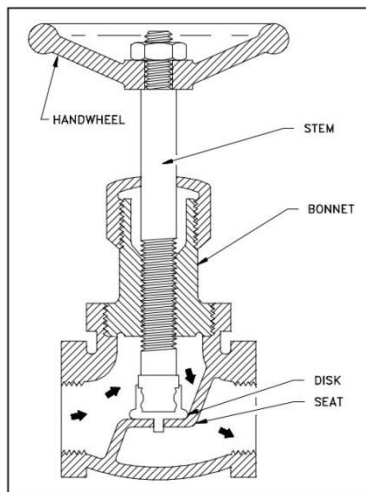
Check valve adalah alat yang digunakan untuk membuat aliran fluida hanya mengalir ke satu arah saja atau agar tidak terjadi *reversed flow/back flow*. Aplikasi valve jenis ini dapat dijumpai pada *outlet/discharge* dari *centrifugal pump*. Ada 3 macam *check valve* yang umum digunakan yaitu *swing check valve*, *lift check valve*, dan *ball check valve*.



Gambar 2.21 *Swing Check Valve*

➤ ***Globe Valve***

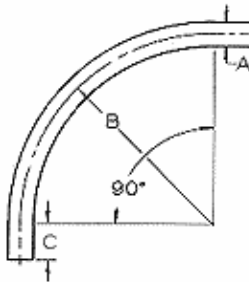
Globe Valve adalah jenis valve yang digunakan untuk mengatur laju aliran fluida dalam pipa. Ada tiga jenis desain utama bentuk tubuh *Globe Valve*, yaitu: *Z-body*, *Y-body* dan *Angle-body*.



Gambar 2.22 *Z-body Globe Valve*

- **Belokan**

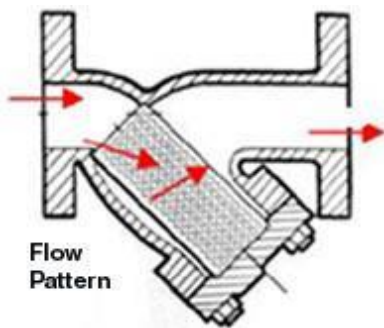
Head loss ini didapat karena adanya belokan (*elbow*) pipa yang dibuat dengan tujuan khusus. *Head loss* untuk berkembang penuh pada pipa dengan belokan lebih besar daripada *head loss* yang didapat pada pipa lurus dengan panjang yang sama.



Gambar 2.23 *Elbow*

- **Strainer**

Strainer berfungsi sebagai penyaring kotoran pada instalasi perpipaan. Kotoran yang melewati *Y strainer* akan mengumpul pada sisi bawah *strainer*.

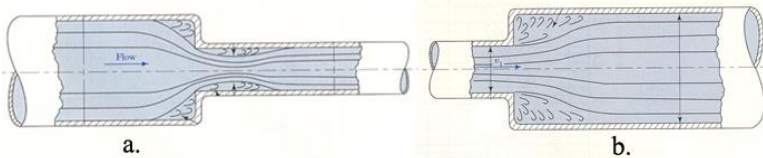


Gambar 2.24 *Y Strainer*

- **Contraction dan Enlargement**

Contraction adalah pipa yang mengalami pengurangan cross sectional area secara mendadak dari saluran dengan membentuk pinggiran yang tajam. Tekanan yang melewatinya akan semakin kecil.

Enlargement adalah pipa yang mengalami penambahan cross sectional area secara mendadak dari saluran. Tekanan yang melewatinya akan bertambah besar.



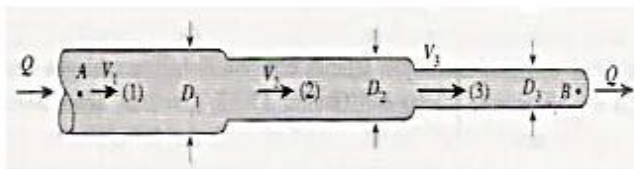
Gambar 2.25 a. *Contraction* dan b. *Enlargement*

2.10 Sistem Perpipaan

Sistem perpipaan adalah suatu sistem yang banyak digunakan untuk memindahkan fluida, baik cair, gas, maupun campuran cair dan gas dari suatu tempat ke tempat yang lain. Aliran terjadi karena adanya perbedaan tinggi tekanan di kedua tempat, yang bisa terjadi dikarenakan elevasi muka air atau karena adanya pompa.

2.10.1 Sistem Perpipaan Susunan Seri

Bila terdapat dua pipa atau lebih yang ukuran kekasarannya berlainan dan dihubungkan sedemikian rupa sehingga fluida dapat mengalir melalui sebuah pipa dan kemudian melalui pipa yang lain dapat dikatakan pipa-pipa tersebut bersusunan seri.



Gambar 2.26 Pipa Yang Dihubungkan Secara Seri

Jika dua pipa atau lebih dihubungkan secara seri maka pipa akan dialiri oleh aliran yang sama sehingga:

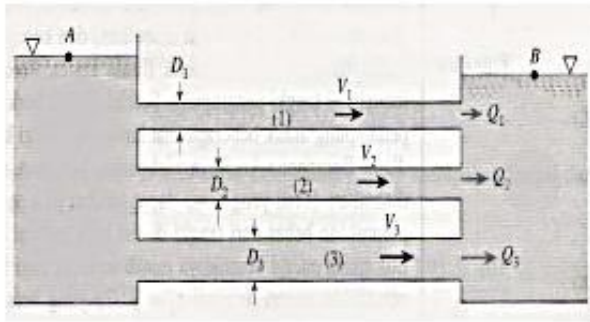
$$Q_0 = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

$$Q_0 = A_1 \bar{v}_1 = A_2 \bar{v}_2 = A_3 \bar{v}_3$$

$$\sum H_L = h_{L1}$$

2.10.2 Sistem Perpipaan Susunan Paralel

Kombinasi dua atau lebih pipa yang dihubungkan sedemikian rupa, sehingga alirannya terbagi antara pipa-pipa itu kemudian berkumpul lagi disebut dengan sistem pipa paralel.



Gambar 2.27 Pipa Yang Dihubungkan Secara Paralel

Jika dua pipa atau lebih dihubungkan secara paralel, total laju aliran sama dengan jumlah laju aliran sama dengan jumlah laju aliran yang melalui setiap cabang dan rugi head pada sebuah cabang sama dengan pada yang lain, yang dirumuskan sebagai berikut :

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$Q_0 = A_1 \bar{v}_1 + A_2 \bar{v}_2 + A_3 \bar{v}_3$$

$$H_L = H_{L1} = H_{L2} = H_{L3}$$

Hal yang diperhatikan adalah bahwa persentase aliran yang melalui setiap cabang adalah sama tanpa memperhitungkan kerugian head pada cabang tersebut.

2.11 Kavitasi

Kavitasi adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir, karena tekanannya berkurang sampai dibawah tekanan uap jenuhnya. Apabila zat cair mendidih, maka akan timbul gelembung-gelembung uap zat cair. Tempat-tempat bertekanan rendah dan berkecepatan tinggi didalam aliran sangat rawan terhadap terjadinya kavitasi. Pada pompa, bagian yang mudah mengalami kavitasi adalah pada sisi isapnya. Kavitasi akan timbul bila tekanan isap terlalu rendah.

Jika pompa mengalami kavitasi akan timbul suara berisik dan getaran (*vibrasi*). Selain itu, performa pompa akan mengalami penurunan secara tiba-tiba, sehingga pompa tidak bisa bekerja dengan baik. Apabila pompa tersebut dibiarkan beroperasi dalam keadaan kavitasi secara terus-menerus dalam jangka lama, maka permukaan dinding saluran di sekitar aliran yang mengalami kavitasi akan mengalami kerusakan. Permukaan dinding menjadi berlubang atau bopeng akibat tumbukan gelembung-gelembung uap yang pecah pada dinding secara terus menerus.

Kavitasi dapat dicegah dengan cara :

- Ketinggian letak pompa terhadap permukaan cair yang diisap harus dibuat serendah.
- Panjang pipa isap dibuat sependek mungkin. Jika terpaksa dipakai pipa isap panjang, sebaiknya dipakai pipa dengan diameter yang lebih besar untuk mengurangi kerugian gesek.
- Mengurangi jumlah aksesoris pipa yang dipasang pada saluran isap.

2.12 Net Positive Suction Head (NPSH)

Net Positive Suction Head (NPSH) merupakan ukuran dari *suction head* yang memungkinkan bagi fluida untuk tidak

mengalami kavitasi. NPSH ini dipakai sebagai ukuran keamanan pompa terhadap terjadinya kavitasi.

Besarnya NPSH pada instalasi pompa dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$NPSH = \left(\frac{P_s}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} \right) - \sum H_{ls} \pm H_s \quad (2.25)$$

Dimana:

P_s = Tekanan diatas permukaan cairan (P_a)

P_v = Tekanan uap jenuh pada suhu cairan pada saat dipompa (P_a)

γ = Berat jenis fluida yang dipompa $\left(\frac{N}{m^3} \right)$

$\sum H_{ls}$ = Jumlah kerugian yang terjadi pada pipa isap (m)

H_s = Tinggi hisap statis, berharga negatif (-) bila permukaan fluida yang dihisap dibawah pompa dan bernilai positif (+) bila sebaliknya (m)

Sehubungan dengan kavitasi (penguapan karena tekanan berada di bawah tekanan jenuh), NPSH dibedakan menjadi NPSH yang tersedia ($NPSH_A$) yang besarnya tergantung kondisi instalasi pompa, dan NPSH yang dibutuhkan ($NPSH_R$) ditentukan oleh pabrik pembuat pompa tersebut yang besarnya tergantung dari faktor-faktor seperti kecepatan putaran, desain impeller, dan sifat fluida yang dipompa.

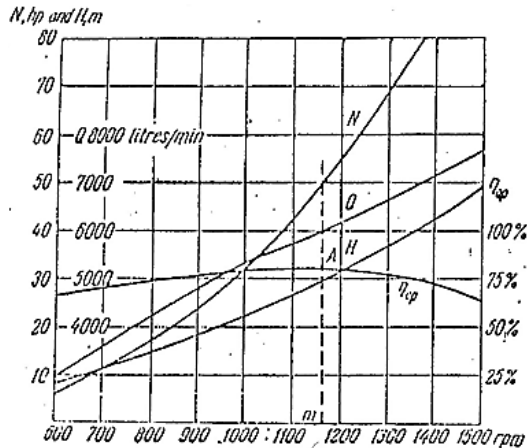
NPSH minimum atau yang dibutuhkan ($NPSH_R$) harus ditentukan melalui uji oleh pembuat pompa. Sedangkan NPSH ditempat pemasangan atau yang tersedia ($NPSH_A$) harus lebih besar, paling tidak sama dengan NPSH yang dibutuhkan ($NPSH_A$) untuk mencegah terjadinya kavitasi atau $NPSH_A \geq NPSH_R$.

2.13 Karakteristik Pompa

Karakteristik pompa adalah kurva yang menghubungkan suatu performa dengan performa yang lainnya saat beroperasi. Antara performa *head*, kapasitas, daya dan efisiensi. Secara umum karakteristik pompa sentrifugal terbagi menjadi 3, yaitu:

2.13.1 Karakteristik Utama

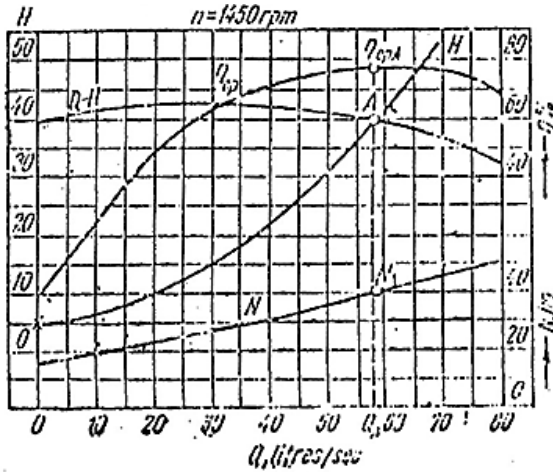
Karakteristik utama adalah kurva karakteristik yang menunjukkan hubungan *head* dan kapasitas dengan perubahan putaran pompa yang dapat menyebabkan perubahan kecepatan *impeller*. Di bawah ini adalah grafik karakteristik utama:



Gambar 2.28 Karakteristik Utama

2.13.3 Karakteristik Kerja

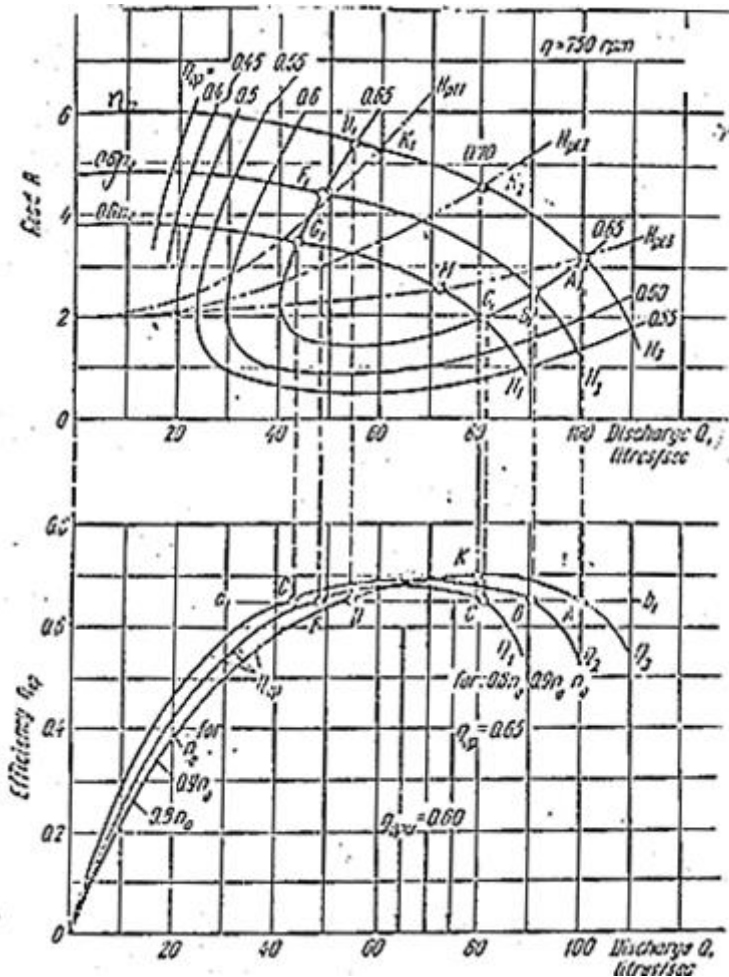
Karakteristik kerja adalah kurva karakteristik yang diplot berdasarkan kecepatan *impeller* (putaran pompa) yang konstan. Kurva ini divariasikan harga kapasitasnya dengan membuka/menutup *valve-valve* yang ada agar bisa mendapatkan titik kerja yang optimal dengan kurva kapasitas (Q) fungsi *head*.



Gambar 2.29 Karakteristik Kerja

2.13.3 Karakteristik *Universal*

Karakteristik *universal* adalah kurva yang merupakan gabungan dari karakteristik utama dan karakteristik kerja. Kurva ini digunakan untuk menentukan parameter-parameter pompa untuk berbagai kondisi operasi.



Gambar 2.30 Karakteristik Universal

2.14 Daya

Daya digunakan untuk mendapatkan pompa yang sesuai dengan kebutuhan. Beberapa parameter yang digunakan pemilihan pompa sebagai berikut:

2.14.1 Daya Fluida (WHP)

Daya fluida merupakan energi yang secara efektif diterima oleh fluida dari pompa persatuan waktu. Besarnya WHP didapatkan dengan menggunakan persamaan berikut:

$$WHP = \gamma \cdot Q \cdot H \quad (2.26)$$

Dimana:

WHP = Daya fluida (kW)

γ = Berat jenis fluida $\left(\frac{N}{m^3}\right)$

Q = Kapasitas $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

H = Head total instalasi (m)

2.14.2 Daya Poros (P_{shaft})

Daya poros adalah daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa. Daya ini sama dengan daya air ditambah kerugian daya di dalam pompa. Daya ini dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p} \quad (2.27)$$

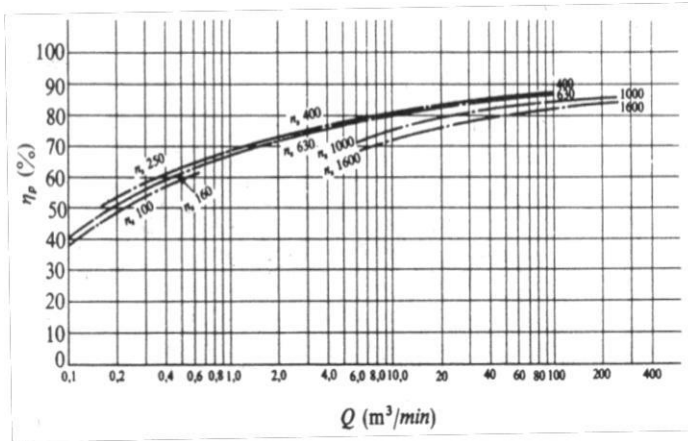
Dimana:

P_{shaft} = Daya poros (kW)

WHP = Daya fluida (kW)

η_p = Efisiensi pompa (desimal)

Harga-harga standar efisiensi pompa (η_p) diberikan dalam gambar dibawah ini. Efisiensi untuk pompa-pompa jenis khusus harus diperoleh dari pabrik pembuatnya.



Efisiensi standar pompa sentrifugal menurut n_s

Gambar 2.31 Efisiensi Standar Pompa

(Sumber: Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor, Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*)

2.14.3 Daya Penggerak Mula

Meskipun daya poros sudah diketahui, daya nominal dari penggerak mula yang dipakai untuk menggerakkan pompa harus ditetapkan sesuai persamaan berikut :

$$P_m = \frac{P(1+\alpha)}{\eta_t} \quad (2.28)$$

Dimana:

P_m = Daya nominasi penggerak mula (kW)

α = Faktor cadangan

η_t = Efisiensi transmisi

Faktor cadangan dan efisiensi transmisi dapat dicari dengan melihat tabel di bawah ini:

Tabel 2.1 Tabel Faktor Cadangan

Jenis Penggerak Mula	α
Motor Induksi	0,1 – 0,2
Motor Bakar Kecil	0,15 – 0,25
Motor Bakar Besar	0,1 – 0,2

Tabel 2.2 Tabel Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk Rata		0,92 – 0,93
Sbauk V		0,95
Roda Gigi	Roda Gigi Lurus Satu Tingkat	0,92 – 0,95
	Roda Gigi Miring Satu Tingkat	0,95 – 0,98
	Roda Gigi Kerucut Satu Tingkat	0,92 – 0,96
	Roda Gigi Planiter Satu Tingkat	0,95 – 0,98
Kopling Hidrolik		0,95 – 0,97

Jika titik kerja sebuah pompa bervariasi dalam suatu daerah tertentu, maka daya poros biasanya juga bervariasi. Jadi daya nominal harus ditentukan untuk daya poros maksimum P dalam daerah kerja normal dengan menggunakan persamaan di atas.

Untuk pompa-pompa standar, daya nominal dapat dipilih dengan menggunakan diagram pemilihan yang disediakan dari perusahaan pembuatnya.

2.15 Putaran Spesifik

Putaran spesifik adalah suatu harga yang mengaitkan secara terpadu kapasitas, head dan juga daya yang dikonsumsi pompa yang semuanya itu tergantung dari dimensi-dimensi utama dan kecepatan aliran melalui *impeller*.

Putaran spesifik dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q_s}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (2.29)$$

2.16 Efisiensi

Efisiensi pompa merupakan perbandingan daya yang diberikan pompa kepada fluida dengan daya yang diberikan

motor listrik kepada pompa. Efisiensi total pompa dipengaruhi oleh efisiensi hidrolis, efisiensi mekanis dan efisiensi *volumetric*.

- **Efisiensi Hidrolis**

Efisiensi hidrolis adalah perbandingan antara *head efektif* dengan head indikatif. Efisiensi hidrolis diakibatkan oleh adanya kerugian hidrolis yang terjadi karena adanya gesekan fluida dengan bagian-bagian pompa sebagai akibat viskositas cairan. Efisiensi hidrolis dirumuskan sebagai berikut:

$$\eta_h = \frac{H_{eff}}{H_{ind}} \quad (2.30)$$

- **Efisiensi Volumetris**

Efisiensi volumetris adalah perbandingan antara kapasitas aktual dengan kapasitas indikatif. Efisiensi volumetris diakibatkan oleh adanya kerugian volumetris yang terjadi karena adanya kebocoran antara bagian-bagian yang bertekanan tinggi ke bagian-bagian rendah sehingga mengurangi kapasitas pompa. Efisiensi volumetris dirumuskan sebagai berikut:

$$\eta_v = \frac{Q_{act}}{Q_{ind}} \quad (2.31)$$

- **Efisiensi Mekanis**

Efisiensi mekanis adalah perbandingan antara daya indikatif dengan daya yang masuk ke poros pompa. Efisiensi mekanis diakibatkan oleh adanya kerugian mekanis yang terjadi karena adanya gesekan pada bantalan, gesekan pada packing dan gesekan pada *stuffing boxes*. Kerugian ini mengurangi daya yang masuk ke impeller sehingga daya atau energi yang diberikan kepada cairan berkurang. Efisiensi mekanis dirumuskan sebagai berikut:

$$\eta_m = \frac{P_{ind}}{P_{shaft}} \quad (2.32)$$

- **Efisiensi Overall**

Efisiensi overall adalah perbandingan antara daya air dengan daya yang masuk ke poros pompa. Efisiensi overall ini digunakan untuk mengevaluasi seluruh kerugian-kerugian yang ada. Efisiensi overall dirumuskan sebagai berikut:

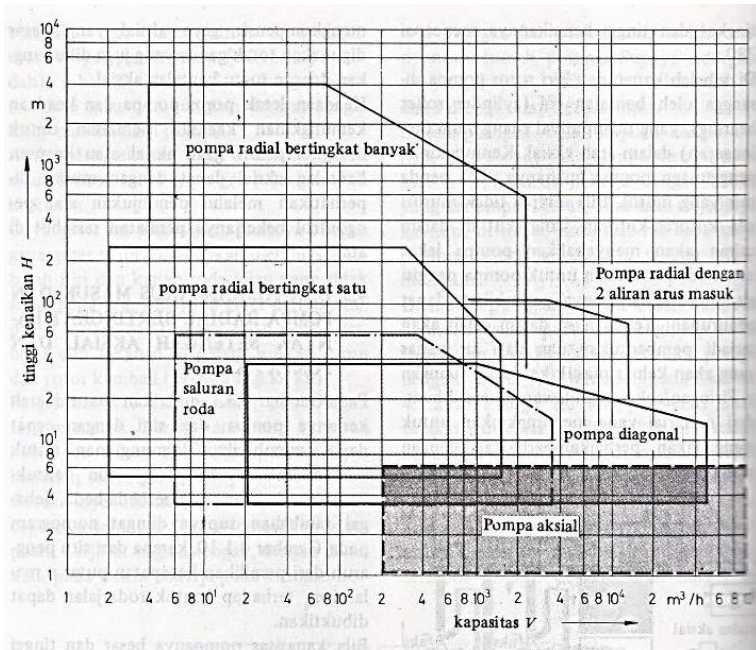
$$\eta_{ov} = \frac{WHP}{P_{shaft}} \quad (2.33)$$

2.17 Pertimbangan Pemilihan Pompa

Untuk pompa besar dan pompa khusus yang digunakan dalam suatu instalasi tertentu, perlu dilakukan pemilihan sedemikian rupa hingga memenuhi kapasitas dan head yang sesuai dengan rancangan. Oleh karena itu, dengan data kapasitas, head dan NPSH yang sudah diketahui, maka dapat dilakukan perhitungan untuk putaran pompa dan jenis pompa.

2.17.1 Penentuan Jenis Pompa Berdasarkan Head dan Kapasitas

Dalam beberapa hal, untuk kapasitas dan head total pompa yang diperlukan, terdapat lebih dari satu jenis pompa yang dapat dipilih. Untuk itu dapat dilihat diagram yang ada di bawah ini :



Gambar 2.32 Daerah Kerja Beberapa Jenis Kontruksi Pompa Sentrifugal
(Sumber: Fritz Dietzel alih bahasa, Turbin, Pompa dan Kompresor)

2.17.2 Penentuan Putaran Pompa

Putaran pompa dapat diketahui dengan mengetahui penggerak pompa tersebut. Apabila penggeraknya memakai motor listrik maka putaran harus dipilih dari putaran standar yang ada. Putaran-putaran sinkron untuk sumber tenaga dengan frekuensi 50 Hz ditunjukkan pada table berikut : (Sularso, Harou Tahara. Pompa dan Kompresor)

Tabel 2.3 Penentuan Putaran

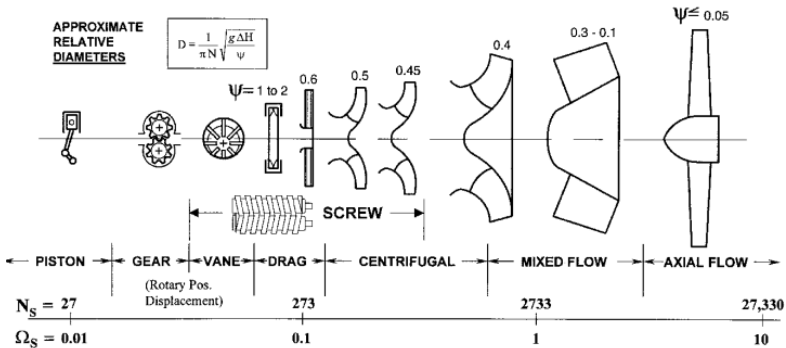
Jumlah Kutub	Putaran Sinkron (rpm)
2	3000
4	1500
6	1000
8	750

10	600
12	500

Jika memakai motor induksi putaran harus di ambil 1% sampai dengan 2% lebih kecil dari harga-harga dalam table 2.3 karena adanya factor slip.

2.17.3 Penentuan Jenis Pompa


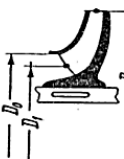



Dalam beberapa hal, untuk kapasitas, head total pompa, dan putaran spesifik yang diperlukan, terdapat lebih dari satu jenis pompa yang dapat dipilih. Untuk itu dapat dilihat diagram yang ada di bawah ini:



Gambar 2.33 n_s dan Bentuk *Impeller*
(Sumber: Igor J Karasik, *Pump Handbook 3rd edition*)

2.17.4 Penentuan Jumlah *Stage* Pompa

Dengan sudah mengetahui putaran spesifik tersebut. Untuk melakukan pemilihan pompa dengan head dan kapasitas yang sesuai, maka dapat dipilih dengan menggunakan pompa *multiimpeller in series (multistage)* ataupun dengan pompa *multi impeller in parallel*. Berikut ini perhitungan yang dapat dilakukan:

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_{s1} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{s1} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{s1} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{s1} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{s1} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

Gambar 2.34 Harga Putaran Spesifik
(Sumber: Khetagurov M, Marine Auxiliary Machinery and Systems)

- Multiimpeller pump in series (multistage)

$$n_{s1} = 3,65x \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} x \sqrt[4]{i^3}$$

Sehingga,

$$i = \left(\frac{n_{s1}}{n_s} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (2.34)$$

Dimana,

N_{s1} = Putaran spesifik untuk stage

n = Putaran (rpm)

Q = Kapasitas $\left(\frac{m^3}{s} \right)$

H = Head (m)

i = Banyaknya stage

- Multiimpeller pump in parallel

$$n_{sk} = 3,65x \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} x \frac{1}{\sqrt{k}}$$

Sehingga,

$$k = \left(\frac{n_{sk}}{n_s} \right)^2 \quad (2.35)$$

Dimana,

N_{sk} = Putaran spesifik untuk *stage*

n = Putaran (rpm)

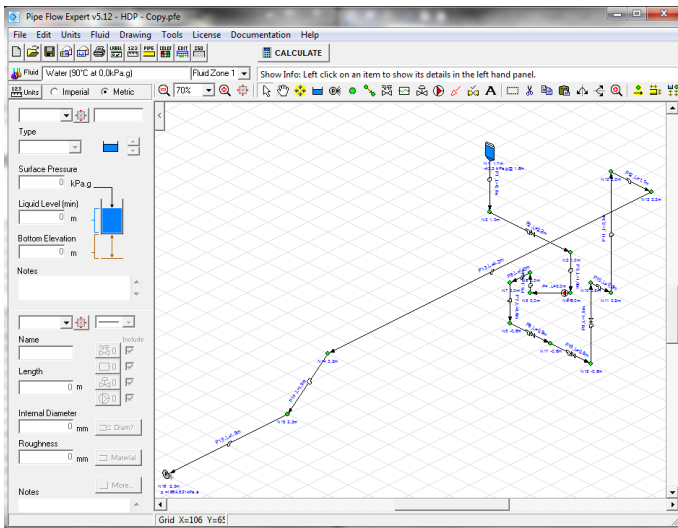
Q = Kapasitas ($\frac{m^3}{s}$)

H = Head (m)

k = Jumlah saluran pemasukan *impeller* pompa

2.18 Software Pipe Flow Expert

Pipe Flow Expert merupakan program perangkat lunak (*software*) yang digunakan untuk desain perpipaan dan pemodelan sistem pipa. *Software* ini dapat digunakan untuk menghitung aliran *fluida* dalam jaringan pipa terbuka maupun tertutup dengan suatu kapasitas *reservoir* ganda, beberapa pompa yang dihubungkan secara seri dan paralel serta beberapa ukuran dan *fitting* suatu pipa. *Pipe flow expert* ini akan menghitung laju aliran di setiap pipa dan akan menghitung penurunan tekanan pipa seluruh sistem. Pada gambar 2.35 menunjukkan penampang instalasi pada *software pipe flow expert*.



Gambar 2.35 Instalasi pada *Pipe Flow Expert*

BAB III METODOLOGI

Tugas Akhir ini dilaksanakan di PT. PJB UP Gresik di bagian PLTU Unit 3 dan 4. Agar dapat mencapai tujuan penulisan di dalam perhitungan kebutuhan kapasitas, head efektif instalasi sampai dengan pemilihan pompa, maka pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi dalam penyusunan laporan tugas akhir ini.

3.1 Studi Literatur

Pada tahapan studi literatur ini penulis berusaha memahami permasalahan tentang perhitungan head dan pemilihan pompa. Dengan studi literatur ini penulis memperoleh kemungkinan yang terjadi sehingga penulis dapat merumuskan suatu hipotesis berdasarkan permasalahan yang berkaitan dengan topik tugas akhir ini. Studi literatur ini dilakukan di perpustakaan, *control room*, dosen pembimbing, serta pihak yang terkait di lapangan. Untuk menambah referensi, media internet juga digunakan sebagai sumber pengetahuan.

3.2 Pengambilan Data dan Survey Lapangan

Penulis membutuhkan data-data, baik data teoritis maupun data aktual untuk dapat melakukan perhitungan head efektif instalasi sampai dengan pemilihan pompa.

Sebelum melakukan pengambilan data, diperlukan persiapan terlebih dahulu untuk merancang suatu pengumpulan data. Sebagai langkah pertama yaitu observasi lapangan untuk menentukan sumber data yang diperlukan. Langkah selanjutnya ialah melakukan wawancara serta diskusi dengan para mentor dan pihak-pihak yang mampu memberikan informasi tentang data yang dibutuhkan.

3.3 Data Hasil Survey

Berikut ini merupakan data yang diperoleh dari *survey* lapangan atau data sebelum perhitungan ulang. Adapun data-data yang diperoleh sebagai berikut:

3.3.1 Sistem Air Kondensat

3.3.1.1 Data Kondensor

- *Type* : Two Passes, Reverse Flow, Divided Water Box, Horizontal Surface Type
- *Absolute Pressure* : 65 mmHg
- *Hotwell Capacity* : 35 m³
- *Condensate Temperatur Outlet* : 43,1 °C
- *Water Level* : 684 mm

3.3.1.2 Data Pompa Kondensat

- *Type* : TSM-VB4
- *Head (Hpump)* : 205 m
- *Mass Flow rate (Max Load)* : 432,623 Ton/jam
- *NPSH_R* : 4,5 m

3.3.1.3 Data Steam Jet Air Ejector (SJAE)

- *Type* : Twin element two stage ejector with combined surface inter & after cooler
- *Cooling Water*
 - Quality* : Condensate
 - Quantity* : 34000 kg/h (minimum flow)
 - Pressure Drop* : 0,5 mAq
- *Condensate Temperature Inlet* : 43,1 °C
- *Condensate Temperature Outlet* : 43,7 °C

3.3.1.4 Data Gland Steam Condensor (GSC)

- *Type* : Horizontal, surface cooling type
- *Cooling Water*
 - Quality* : Condensate
 - Quantity* : 293926 kg/h (normal flow)
 - Pressure Drop* : 3 mAq
- *Condensate Temperature Inlet* : 43,7 °C
- *Condensate Temperature Outlet* : 44,5 °C

3.3.1.5 Data *Low Pressure Heater 1 (LPH 1)*

- *Type* : *Horizontal closed tubular type*
- *Condensate Water Flow* : *421580 kg/h*
- *Pressure Drop* : *6,8 mEq*
- *Condensate Temperature Inlet* : *44,5 °C*
- *Condensate Temperature Outlet* : *86,4 °C*

3.3.1.6 Data *Pipa*

- *Pipa Suction*
Diameter Nominal (DN) : *450 mm*
Jenis material : *Carbon Steel (STPG 38)*
- *Pipa discharge*
Diameter Nominal (DN) : *250 mm, 200 mm & 150 mm*
Jenis material : *Carbon Steel (STPG 38)*
- *Gambar P&ID* : *Tertera pada lampiran*
- *Gambar Instalasi Autocad* : *Tertera pada lampiran*

3.3.1.7 Data *Fittings & Accessories*

- *Check Valve*
- *Foot Valve with Strainer Hinged Disk*
- *Gate Valve*
- *Control Valve*
- *Globe Valve*
- *Elbow 90°*
- *Elbow 45°*
- *Reducer*

3.3.2 Sistem *Heater Drain*

3.3.1.1 Data *Heater Drain Tank*

- *Type* : *Vertical, cylindrical*
- *Absolute Temperature* : *0,65 kg/cm² abs*

- *Capacity* : $0,45 \text{ m}^3$
(N.W.L)
- *Drain Temperature Outlet* : $89,2^{\circ}\text{C}$

3.3.1.2 Data Heater Drain Pump

- *Type* : TSM-7
- *Head (Hpump)* : 175 m
- *Mass Flow rate (Max Load)* : 102,206
Ton/jam
- *NPSH_R* : 2,1 m
- Kurva Karakteristik pompa : Tertera pada lampiran

3.3.1.3 Data Pipa

- *Pipa Suction*
Diameter Nominal (DN) : 150 mm
Jenis material : Carbon Steel
(STPG 38)
- *Pipa discharge*
Diameter Nominal (DN) : 150 mm &
125 mm
Jenis material : Carbon Steel
(STPG 38)
- *Gambar P&ID* : Tertera pada lampiran
- *Gambar Instalasi Autocad* : Tertera pada lampiran

3.3.1.4 Data Fittings & Accessories

- *Check Valve*
- *Y Strainer*
- *Gate Valve*
- *Control Valve*
- *Elbow 90°*
- *Elbow 30°*
- *Reducer*

3.4 Perhitungan

Dalam menyelesaikan laporan tugas akhir ini, dilakukan perhitungan-perhitungan diantaranya perhitungan kapasitas (Q), kecepatan fluida (V), *head loss mayor* (H_l), *head loss minor* (H_{lm}), *Net Positive Suction Head Available* ($NPSH_A$) pompa, daya poros pompa (P_{shaf}), daya motor pompa (P_m), putaran spesifik pompa (n), serta jumlah stage pompa (i), dan pada akhirnya memilih pompa yang digunakan. Perhitungan pada Tugas Akhir ini dilakukan dengan dua metode yaitu dengan perhitungan analitis dan perhitungan secara numerik menggunakan *software pipe flow expert* untuk dianalisa perbandingannya. Pembagian section pada instalasi ini dapat dilihat pada lampiran.

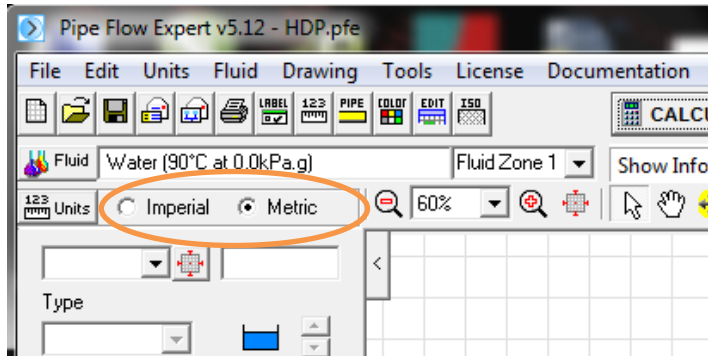
3.4.1 Perhitungan Analitis

Dalam perhitungan analitis ini digunakan persamaan dasar sesuai dengan teori yang ada untuk menghitung berbagai data yang diperlukan. Perhitungan ini dilakukan secara analitis dengan bantuan alat bantu hitung.

3.4.2 Perhitungan Numerik

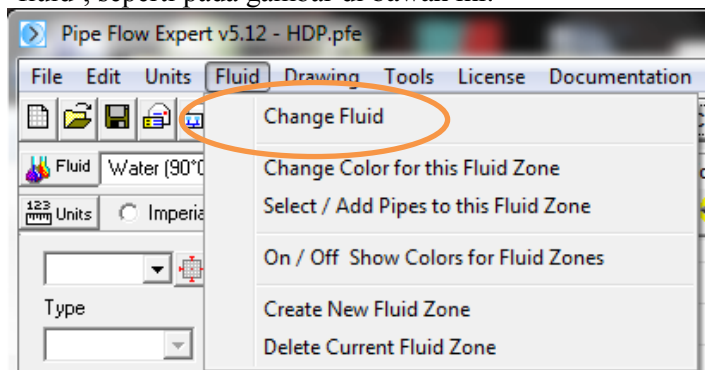
Perhitungan numerik ini digunakan untuk membandingkan antara perhitungan analitis yang dilakukan secara analitis dengan hasil perhitungan menggunakan software. Software yang digunakan dalam perhitungan numerik ini adalah Pipe Flow Expert. Langkah-langkah dalam menggunakan software ini adalah sebagai berikut:

1. Membuka jendela *software Pipe Flow Expert*.
2. Memilih satuan yang akan digunakan dalam proses perhitungan.



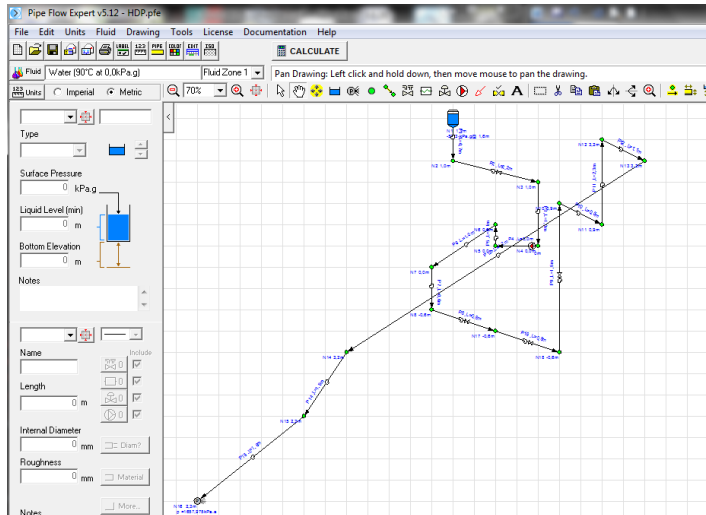
Gambar 3.1 Pemilihan Satuan

3. Memilih fluida kerja dan temperatur kerja pada perintah 'fluid', seperti pada gambar di bawah ini.



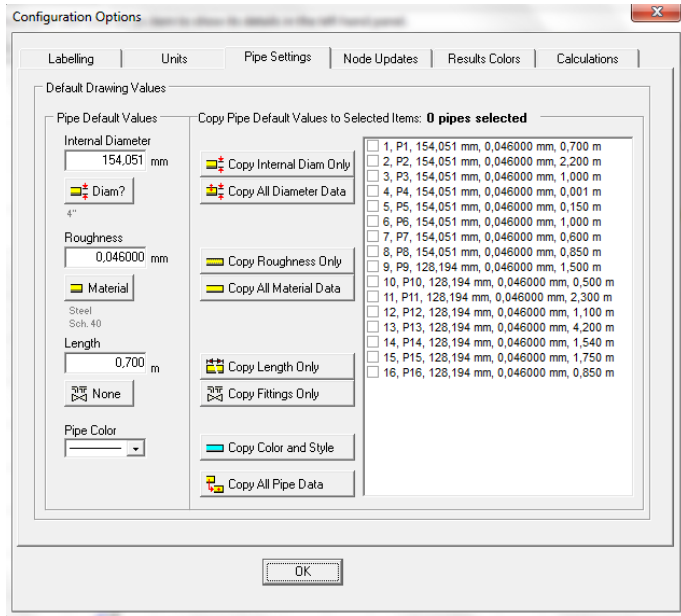
Gambar 3.2 Tombol Perintah Untuk Memilih Fluida Kerja

4. Membuat gambar instalasi perpipaan sesuai dengan kondisi lapangan.



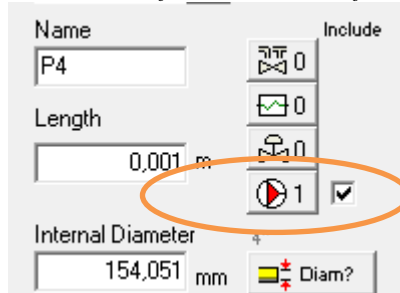
Gambar 3.3 Instalasi Perpipaan

5. Apabila sudah membuat gambar instalasi perpipaan kemudian mengisi data-data berupa material pipa, diameter pipa, aksesoris dan panjang pipa.

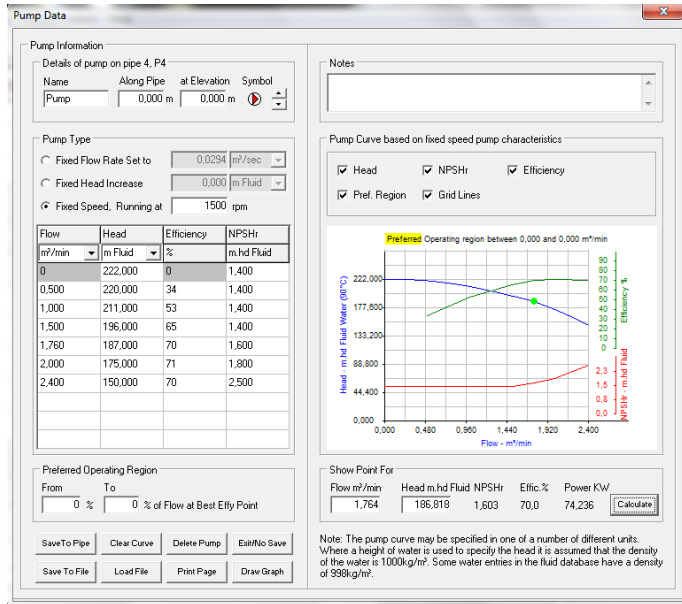


Gambar 3.4 Form Pengisian Data Pipa dan Aksesoris

6. Untuk memasukkan data kapasitas pompa, klik pada tombol pompa seperti pada gambar, kemudian akan muncul jendela '*pump data*'. Pilih '*Fixed Speed, Running at*', kemudian masukkan data *flow*, *head* dan *efisiensi*.

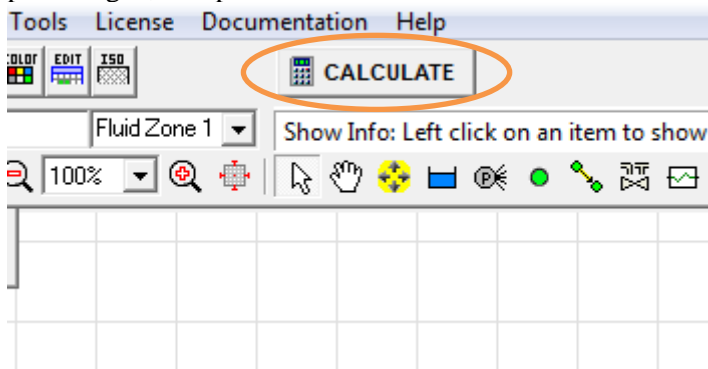


Gambar 3.5 Ikon Eksekusi Untuk Menambahkan Pompa Pada Instalasi

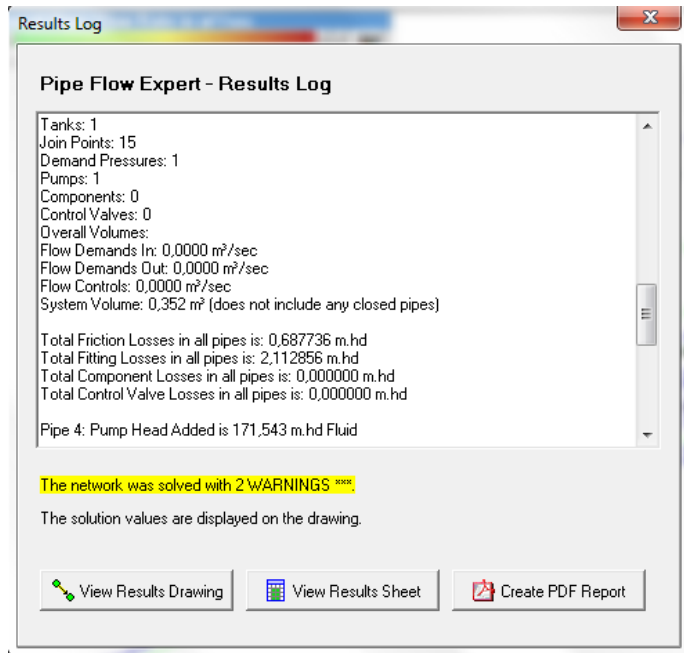


Gambar 3.6 Jendela *Pump Data*

7. Apabila semua data telah dimasukkan maka klik tombol 'Save To Pipe', maka untuk mendapatkan hasil perhitungan, klik pada tombol *CALCULATE*.



Gambar 3.7 Tombol Eksekusi Perhitungan



Gambar 3.8 Contoh Hasil Perhitungan

8. Untuk melihat data hasil perhitungan yang lebih lengkap, klik pada 3 pilihan pada gambar 3.8 '*view results drawing*', '*view result sheet*', atau '*create PDF Report*'.

Dengan melakukan perhitungan secara numerik menggunakan *Pipe Flow Expert*, maka secara otomatis kita akan mendapatkan data berupa:

- a. Data fluida kerja berupa tekanan uap jenuh dan viskositas kinematik.
- b. Data pipa berupa diameter dalam dan nilai kekasaran permukaan (*Roughness*).
- c. Debit masing-masing pipa.
- d. Kecepatan aliran dalam pipa
- e. *Reynold number* (*Re*)
- f. *Friction factor*

- g. *Friction losses*
- h. Tekanan pada masing-masing pipa
- i. *Pump Head*
- j. *Pump NPSH_A*

3.5 Pemilihan Pompa

Pemilihan pompa dilakukan berdasarkan nilai kapasitas (Q) dan *Head efektif instalasi (Heff)*, yang kemudian dicocokkan pada kurva karakteristik pompa dengan spesifikasi pompa pada katalog pompa.

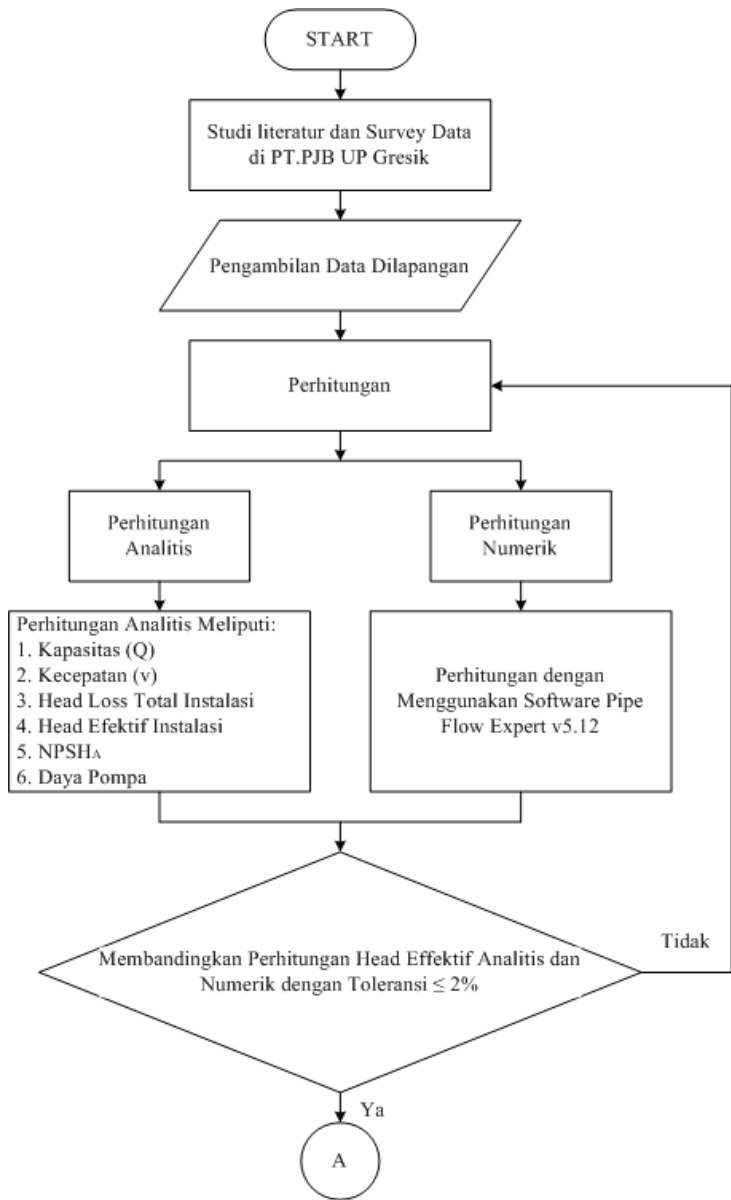
3.6 Kesimpulan

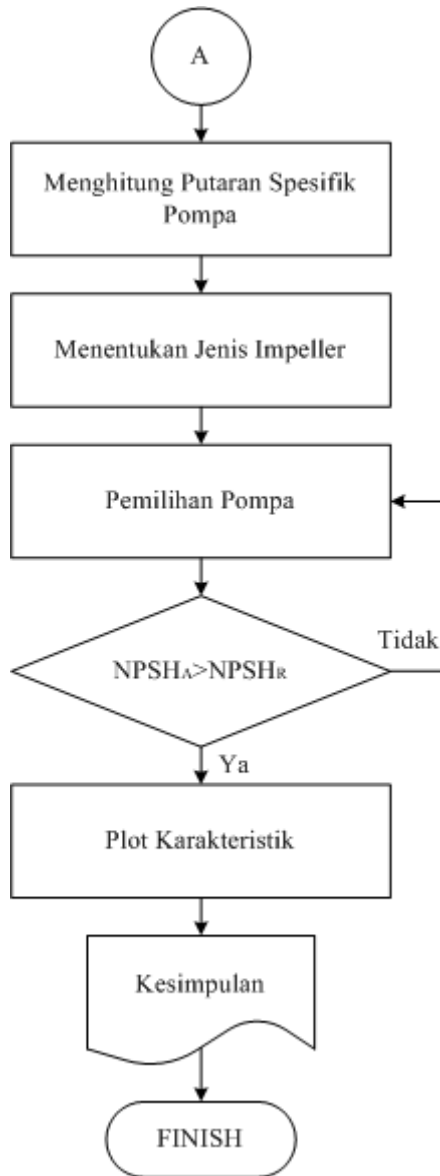
Berisi tentang kesimpulan yang didapat setelah melakukan perhitungan ulang instalasi pompa.

3.7 Flow Chart

Adapun *flow chart* dalam pengerjaan Tugas Akhir ini ada dua yaitu: *Flow Chart* Perhitungan Analitis dan Numerik.

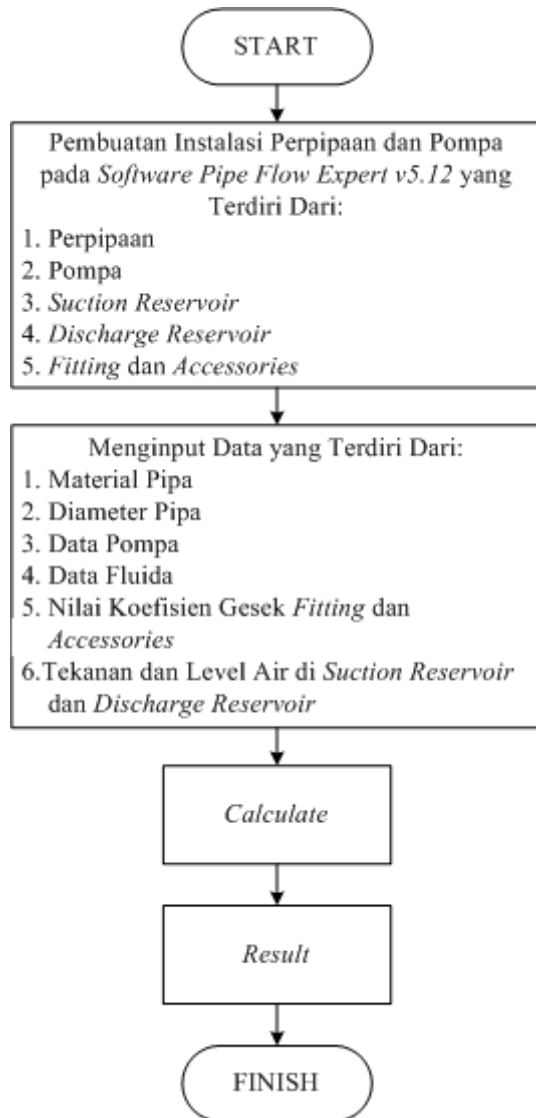
3.7.1 Flow Chart Perhitungan Analitis





Gambar 3.9 Diagram Alir Perhitungan Analitis

3.7.2 Flow Chart Perhitungan Numerik



Gambar 3.10 Diagram Alir Perhitungan Numerik

BAB IV PERHITUNGAN

4.1 Perhitungan Analitis *Condensate Water System*

4.1.1 Perhitungan Kapasitas Nominal Pompa

Kapasitas pompa atau jumlah fluida yang dipompakan oleh pompa kondensat dari kondensor menuju percabangan (titik pertemuan dengan pipa dari *heater drain pump*) dalam kondisi beban maksimum yaitu 200 MW (Lampiran 6) dapat diketahui dari data *heat balance*. Dari data *heat balance* PLTU unit 3 dan 4 didapatkan:

- *Mass Flow Rate* (\dot{m})

$$\dot{m} = 432,623 \frac{\text{ton}}{\text{jam}} \times \frac{1000 \text{ kg}}{\text{ton}} \times \frac{\text{jam}}{3600 \text{ s}} = 120,17 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- Temperatur air masuk pompa

$$T_1 = 43,1^{\circ}\text{C}$$

Dari tabel B.1 (*Properties of Water*) (Lampiran 7), dengan $T_1 = 43,1^{\circ}\text{C}$ maka didapatkan massa jenis air sebesar:

$$\rho = 990,84 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Sehingga kapasitas air yang harus dipenuhi oleh pompa adalah:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho Q \\ Q &= \frac{\dot{m}}{\rho} \\ &= \frac{120,17 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{990,84 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \\ &= 0,12128 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \end{aligned}$$

Kapasitas yang diperoleh dari hasil perhitungan diatas merupakan kapasitas nominal pompa (Q_{th}).

4.1.2 Perhitungan Kapasitas Pada Masing-Masing Section

Dikarenakan kenaikan temperatur yang ada di tiap-tiap *section* karena pengaruh komponen *heat exchanger*, sehingga air kondensat yang dipindahkan oleh pompa memiliki kapasitas yang berbeda-beda. Maka kapasitas fluida masing-masing *section* sebagai berikut:

- *Section A-B (Hotwell Condensor – Suction Pompa A) dan Section C-D (Discharge Pompa A – Masuk SJAЕ)*

Pada *section A – B* dan *section C – D* tersebut air kondensat yang berasal dari *hotwell condensor* menuju ke SJAЕ memiliki temperatur 43,1 °C. Sehingga dari tabel B.1 (*properties of water*) (Lampiran 7) didapatkan massa jenisnya sebesar $\rho = 990,84 \frac{kg}{m^3}$. Maka kapasitasnya sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Q_{(A-B)(C-D)} &= \frac{\dot{m}}{\rho} \\ &= \frac{120,17 \frac{kg}{s}}{990,84 \frac{kg}{m^3}} \\ &= 0,12128 \frac{m^3}{s} \end{aligned}$$

- *Section E – F (Keluar SJAЕ – Percabangan)*

Pada *Section E – F* tersebut, air kondensat yang berasal dari SJAЕ menuju ke percabangan (sebelum masuk ke GSC) memiliki temperatur 43,7 °C. Sehingga dari tabel B.1 (*properties of water*) (Lampiran7) didapatkan massa jenisnya sebesar $\rho = 990,61 \frac{kg}{m^3}$. Maka kapasitasnya sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Q_{E-F} &= \frac{\dot{m}}{\rho} \\
 &= \frac{120,17 \frac{kg}{s}}{990,61 \frac{kg}{m^3}} \\
 &= 0,12131 \frac{m^3}{s}
 \end{aligned}$$

- *Section F – G' (Percabangan – G')*

Pada *Section F – G'* tersebut, air kondensat yang berasal dari SJAE di *by pass* (tidak melewati GSC). Air kondensat ini memiliki temperatur 43,7 °C. Sehingga dari tabel B.1 (*properties of water*) (Lampiran 7) didapatkan massa jenisnya sebesar $\rho = 990,61 \frac{kg}{m^3}$. Dengan menggunakan analisa perhitungan pipa paralel (Lampiran 17), maka kapasitasnya sebagai berikut:

$$Q_{F-G'} = 0,09768 \frac{m^3}{s}$$

- *Section F – F' (Percabangan – Masuk GSC)*

Pada *section F – F'* tersebut, air kondensat yang berasal dari SJAE di paralelkan sehingga sebagian masuk ke GSC. Air kondensat ini memiliki temperatur 43,7 °C. Sehingga dari tabel B.1 (*properties of water*) (Lampiran 7) didapatkan massa jenisnya sebesar $\rho = 990,61 \frac{kg}{m^3}$. Dengan menggunakan analisa perhitungan pipa paralel (Lampiran 17), maka kapasitasnya sebagai berikut:

$$Q_{F-F'} = 0,02351 \frac{m^3}{s}$$

- *Section G – G'* (Keluar GSC – G')

Pada *section G – G'* tersebut, air kondensat yang berasal dari GSC keluar menuju titik G'. Air kondensat ini tidak ada data temperaturnya, sehingga kapasitasnya di dapat dari:

$$\begin{aligned} Q_{G-G'} &= (Q_{G'-H}) - (Q_{F-G'}) \\ &= 0,12147 \frac{m^3}{s} - 0,09768 \frac{m^3}{s} \\ &= 0,02379 \frac{m^3}{s} \end{aligned}$$

- *Section G' – H* (Titik G' – Masuk LPH 1)

Pada *Section G' – H* tersebut, air kondensat yang berasal dari titik G menuju ke LPH 1 memiliki temperatur 44,5 °C. Sehingga dari tabel B.1 (*properties of water*) (Lampiran 7) didapatkan massa jenisnya sebesar $\rho = 990,30 \frac{kg}{m^3}$. Maka kapasitasnya:

$$\begin{aligned} Q_{G'-H} &= \frac{\dot{m}}{\rho} \\ &= \frac{120,17 \frac{kg}{s}}{990,30 \frac{kg}{m^3}} \\ &= 0,12147 \frac{m^3}{s} \end{aligned}$$

- *Section I – J* (Keluar LPH 1 – Reducer) dan *Section J – K* (*Reducer – Perpotongan*)

Pada *Section I – J – K* tersebut, air kondensat yang berasal dari LPH 1 menuju *Reducer* kemudian ke titik perpotongan memiliki temperatur 86,4 °C. Sehingga dari tabel B.1 (*properties of water*) (Lampiran 7), didapatkan

massa jenisnya sebesar $\rho = 967,95 \frac{kg}{m^3}$. Maka kapasitasnya sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Q_{(I-J-K)} &= \frac{\dot{m}}{\rho} \\
 &= \frac{120,17 \frac{kg}{s}}{967,95 \frac{kg}{m^3}} \\
 &= 0,12415 \frac{m^3}{s}
 \end{aligned}$$

4.1.3 Perhitungan Kecepatan Aliran Fluida

Setelah kapasitas fluida yang mengalir di setiap *section* diketahui, maka kecepatan fluida di dalam pipa pada masing-masing *section* dapat diketahui dengan menggunakan data-data sebagai berikut:

Tabel 4.1 Data Diameter Pipa dan Kapasitas Setiap *Section*

<i>Section</i>	<i>Nominal Pipe Size (NPS) (inch)</i>	<i>Schedule</i>	Diameter Dalam (D_{in}) (m)	Kapasitas (Q) $\left(\frac{m^3}{s}\right)$
A – B	18	40s	0,428650	0,12128
C – D	10	40s	0,254508	0,12128
E – F	10	40s	0,254508	0,12131
F – G'	10	40s	0,254508	0,09768
F – F'	8	40s	0,202717	0,02351
G – G'	8	40s	0,202717	0,02379
G' – H	10	40s	0,254508	0,12147
I – J	10	40s	0,254508	0,12415
J – K	6	40s	0,154051	0,12415

- *Section A – B (Hotwell Condensor – Suction Pompa A)*

Pada *Section A – B*, pipa memiliki diameter dalam 0,428650 m dan kapasitas 0,12128 $\left(\frac{m^3}{s}\right)$. Maka kecepatan alirannya sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\bar{v}_{A-B} &= \frac{Q_{A-B}}{A_{A-B}} \\ &= \frac{4Q_{A-B}}{\pi(D_{A-B})^2} \\ &= \frac{4 \times 0,12128 \frac{m^3}{s}}{\pi(0,428650)^2 m^2} \\ &= 0,840 \frac{m}{s}\end{aligned}$$

Dengan menerapkan langkah perhitungan kecepatan seperti contoh perhitungan diatas, maka perhitungan kecepatan untuk setiap *section* dapat ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.2 Perhitungan Kecepatan Setiap *Section*

<i>Section</i>	<i>Nominal Pipe Size (NPS) (inch)</i>	Diameter Dalam (D _{in}) (m)	Kapasitas (Q) $\left(\frac{m^3}{s}\right)$	Kecepatan (\bar{v}) $\left(\frac{m}{s}\right)$
A – B	18	0,428650	0,12128	0,84041
C – D	10	0,254508	0,12128	2,38394
E – F	10	0,254508	0,12131	2,38453
F – G'	10	0,254508	0,09768	1,92005
F – F'	8	0,202717	0,02351	0,72841
G – G'	8	0,202717	0,02379	0,73709
G' – H	10	0,254508	0,12147	2,38768
I – J	10	0,254508	0,12415	2,44036
J – K	6	0,154051	0,12415	6,66082

4.1.4 Perhitungan Head Loss Total Instalasi *Condensate Water System*

4.1.4.1 *Head Loss Mayor*

Dalam mencari *head loss mayor* yang terdapat di dalam instalasi perpipaan, maka dapat digunakan persamaan berikut:

$$\sum H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

- *Section A-B (Hotwell Condensor – Suction Pompa A)*

Temperatur di *section* ini adalah 43,1 °C maka $\nu = 6,2366 \times 10^{-7}$ (Lampiran 7) dan *absolute roughness* sebesar 0,046 mm dengan bahan STPG 38 (*Carbon Steel /Wrought Iron*) (Lampiran 5). Sehingga *Friction* factornya dapat dicari dengan persamaan:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\frac{e}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Dimana:

$$Re = \frac{\rho \times \bar{v}_{AB} \times D_{AB}}{\mu} \text{ atau } Re = \frac{\bar{v}_{AB} \times D_{AB}}{\nu}$$

$$\text{maka, } Re = \frac{0,84041 \frac{m}{s} \times 0,428650 \text{ m}}{6,2366 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 5,77627 \times 10^5$$

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046 \text{ mm}}{428,650 \text{ mm}} = 0,00011$$

Friction Factornya dapat di cari dengan persamaan *Colebrook – White Equation* dengan cara iterasi di dapat f nya sebesar: $f = 0,0143$. Sehingga *head loss* mayornya:

$$Hl_{AB} = 0,0143 \times \frac{8,9 \text{ m}}{0,428650} \times \frac{0,84041^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \times 9,81 \frac{m}{s}}$$

$$= 0,0107 \text{ m}$$

Dengan menerapkan langkah perhitungan *head loss mayor* seperti contoh perhitungan diatas, maka perhitungan *head loss mayor* untuk setiap sectionnya dapat ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.3 Perhitungan *Head Loss Mayor*

<i>Section</i>	Kecepatan (\bar{v}) ($\frac{m}{s}$)	$\frac{e}{D}$	Panjang Pipa L (m)	<i>Friction Factor</i> f	<i>Head Loss Mayor</i> (m)
A – B	0,84041	0,00010	8,9	0,0143	0,0107
C – D	2,38394	0,00018	11,85	0,0145	0,1956
E – F	2,38453	0,00018	10,15	0,0145	0,1676
F – G'	1,92005	0,00018	1,5	0,0147	0,0163
F – F'	0,72841	0,00022	2,2	0,0169	0,0050
G – G'	0,73709	0,00022	2,2	0,0158	0,0047
G' – H	2,38768	0,00018	28	0,0145	0,4635
I – J	2,44036	0,00018	8,5	0,0140	0,1419
J – K	6,66082	0,00029	5	0,0152	1,1156

Maka Total *Head Loss* Mayornya:

$$\sum Hl_{A-B} = 0,0107 \text{ m}$$

$$\sum Hl_{C-K} = 2,1102 \text{ m}$$

4.1.4.2 Head Loss Minor

Dalam mencari *head loss minor* yang terdapat di dalam instalasi perpipaan, maka digunakan persamaan berikut:

$$\sum H_{lm} = K \times \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

- *Section A-B (Hotwell Condensor – Suction Pompa A)*

Pada *Section A – B* tersebut, pipa mempunyai diameter 24 inch yang kemudian di *reducer* ke pipa berdiameter 18 inch. Maka *head loss minor* pada *section* tersebut sebagai berikut:

- Kerugian pada Foot Valve with Strainer Hinged Disk $k=0,9$ pada diameter *pipe size* 24 inch (Lampiran 14), maka head loss minornya:

$$\begin{aligned} H_{lm} &= K \times \frac{\bar{V}_{AB}^2}{2g} \\ &= 0,9 \times \frac{0,84041^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,0324 \text{ m} \end{aligned}$$

- Kerugian pada *Reducer* $k=0,69$, maka head loss minornya:

$$\begin{aligned} H_{lm} &= K \times \frac{\bar{V}_{AB}^2}{2g} \\ &= 0,69 \times \frac{0,84041^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,0248 \text{ m} \end{aligned}$$

- Kerugian pada *Elbow Pipe Long Radius 90° Welding* $k=0,17$ pada diameter *pipe size* 18 inch (Lampiran 13), maka head loss minornya:

$$\begin{aligned}
 H_{lm} &= K \times \frac{\bar{v}_{AB}^2}{2g} \\
 &= 0,17 \times \frac{0,84041^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,0061 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- Kerugian pada *Tee Throught welding* $k=0,28$, maka head loss minornya:

$$\begin{aligned}
 H_{lm} &= K \times \frac{\bar{v}_{AB}^2}{2g} \\
 &= 0,28 \times \frac{0,84041^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,0101 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- Kerugian pada *gate valve* $k=0,1$, maka head loss minornya:

$$\begin{aligned}
 H_{lm} &= K \times \frac{\bar{v}_{AB}^2}{2g} \\
 &= 0,1 \times \frac{0,84041^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,0036 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}
 \sum H_{lm_{A-B}} &= 0,0324 \text{ m} + 0,0248 \text{ m} + 0,0061 \text{ m} + \\
 &\quad 0,0101 \text{ m} + 0,0036 \text{ m} \\
 &= 0,0770 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Dengan menerapkan langkah perhitungan *head loss minor* seperti contoh perhitungan diatas, maka perhitungan *head loss minor* untuk setiap sectionnya dapat ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.4 Perhitungan *Head Loss Minor Section A-B*

Nama	Nilai K	Jumlah	$\sum K$	<i>Head Loos Minor</i> (m)
<i>Strainer</i>	0,9	1	0,9	0,0324
<i>Reducer (600-450)</i>	0,69	1	0,69	0,0248
<i>Elbow Pipe Long rad 90° welding</i>	0,17	1	0,17	0,0061
<i>Tee Throught welding</i>	0,28	1	0,28	0,0101
<i>Gate Valve</i>	0,1	1	0,1	0,0036
$\sum H_{lm\ A-B}$				0,0770

Tabel 4.5 Perhitungan *Head Loss Minor Section C-D*

Nama	Nilai K	Jumlah	$\sum K$	<i>Head Loos Minor</i> (m)
<i>Swing Check Valve</i>	1,55	1	1,55	0,4490
<i>Elbow Standard rad 90° welding</i>	0,42	4	1,68	0,4866
<i>Gate Valve</i>	0,11	2	0,22	0,0637
<i>Tee Branch welding</i>	0,84	2	1,68	0,4866
<i>Elbow Long rad 90° welding</i>	0,22	1	0,22	0,0637
<i>Tee Throught welding</i>	0,28	1	0,28	0,0811
$\sum H_{lm\ C-D}$				1,6308

Tabel 4.6 Perhitungan *Head Loss Minor Section E-F*

Nama	Nilai K	Jumlah	$\sum K$	<i>Head Loos Minor</i> (m)
<i>Elbow Standard rad 90° welding</i>	0,42	1	0,42	0,1217
<i>Gate Valve</i>	0,12	1	0,12	0,0319
<i>Elbow Long rad 90° welding</i>	0,22	4	0,88	0,2250
<i>Tee Throught welding</i>	0,28	1	0,28	0,0811
$\sum H_{lm\ E-F}$				0,4898

Tabel 4.7 Perhitungan *Head Loss Minor Section F-G'*

Nama	Nilai K	Jumlah	$\sum K$	<i>Head Loos Minor</i> (m)
<i>Tee Branch welding</i>	0,84	1	0,84	0,1578
<i>Tee Throught welding</i>	0,28	1	0,28	0,0526
$\sum H_{lm\ F-G'}$				0,2104

Tabel 4.8 Perhitungan *Head Loss Minor Section F-F'*

Nama	Nilai K	Jumlah	$\sum K$	<i>Head Loos Minor (m)</i>
<i>Tee Throught welding</i>	0,28	1	0,28	0,0076
<i>Reducer (250-200)</i>	0,42	1	0,42	0,0114
<i>Gate Valve</i>	0,11	1	0,11	0,0030
<i>Elbow long rad 90° welding</i>	0,22	1	0,22	0,0059
$\sum H_{lm\ F-F'}$				0,0279

Tabel 4.9 Perhitungan *Head Loss Minor Section G-G'*

Nama	Nilai K	Jumlah	$\sum K$	<i>Head Loos Minor (m)</i>
<i>Elbow long rad 90° welding</i>	0,22	1	0,22	0,0061
<i>Gate Valve</i>	0,11	1	0,11	0,0030
<i>Tee Branch welding</i>	0,84	1	0,84	0,0233
$\sum H_{lm\ G-G'}$				0,0324

Tabel 4.10 Perhitungan *Head Loss Minor Section G'-H*

Nama	Nilai K	Jumlah	$\sum K$	<i>Head Loos Minor (m)</i>
<i>Elbow Long rad 90⁰ welding</i>	0,22	9	1,98	0,5753
<i>Gate Valve</i>	0,11	3	0,33	0,0959
<i>Control Valve</i>	4,76	1	4,76	1,3831
<i>Globe Valve</i>	4,8	1	4,8	1,3947
<i>Tee Throught welding</i>	0,28	2	0,56	0,1627
$\sum H_{lm\ G'-H}$				3,6118

Tabel 4.11 Perhitungan *Head Loss Minor Section I-J*

Nama	Nilai K	Jumlah	$\sum K$	<i>Head Loos Minor (m)</i>
<i>Elbow Long rad 90⁰ welding</i>	0,22	4	0,88	0,2671
<i>Globe Valve</i>	4,8	1	4,8	1,4570
<i>Elbow long rad 45⁰ welding</i>	0,22	1	0,22	0,0668
$\sum H_{lm\ I-J}$				1,7909

Tabel 4.12 Perhitungan *Head Loss Minor Section J-K*

Nama	Nilai K	Jumlah	$\sum K$	<i>Head Loos Minor (m)</i>
<i>Reducer (250-150)</i>	2,38	1	2,38	0,7224
$\sum H_{lm\ J-K}$				0,7724

Maka Total *Head Loss* Minornya:

$$\sum Hlm_{A-B} = 0,0770 \text{ m}$$

$$\begin{aligned}\sum Hlm_{C-K} &= 1,6308 \text{ m} + 0,4898 \text{ m} + 0,2104 \text{ m} + 0,0279 \text{ m} \\ &\quad + 0,0324 \text{ m} + 3,6118 \text{ m} + 1,7909 \text{ m} \\ &\quad + 0,7224 \text{ m} \\ &= 8,5163 \text{ m}\end{aligned}$$

4.1.4.3 Head Loss Heat Exchanger

Dalam mencari *head loss* yang terdapat pada *heat exchanger*, maka digunakan persamaan berikut:

$$Hl_{\text{heat exchanger}} = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{\Delta P}{\rho \times g}$$

Pressure drop didapat dari referensi buku *Equipment Operation Manual* PJB UP Gresik Unit 3 dan 4.

- *Head Loss* pada *Steam Jet Air Ejector*

$$\begin{aligned}\Delta P \text{ (Pressure Drop)} &= 0,5 \text{ mAq} = 4903,19 \text{ Pa} \\ \rho \text{ (Massa Jenis air pada } 43,1^{\circ}\text{C)} &= 990,84 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}Hl_{\text{Steam Jet Air Ejector}} &= \frac{\Delta P}{\rho_{\text{air } 43,1^{\circ}\text{C}} \times g} \\ &= \frac{4903,19 \text{ Pa}}{990,84 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \times \frac{\text{N}}{\text{Pa} \times \text{m}^2} \times \frac{\text{kg} \times \text{m}}{\text{N} \times \text{s}^2} \\ &= 0,5044 \text{ m}\end{aligned}$$

- *Head Loss pada Gland Steam Condensor*

$$\Delta P \text{ (Pressure Drop)} = 3 \text{ mAq} = 29419.14 \text{ Pa}$$

$$\rho \text{ (Massa Jenis air pada } 43,7^{\circ}\text{C} = 990,61 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} Hl_{\text{Gland Steam Condensor}} &= \frac{\Delta P}{\rho_{\text{air } 43,7^{\circ}\text{C}} \times g} \\ &= \frac{29419,14 \text{ Pa}}{990,61 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \times \frac{\text{N}}{\text{Pa} \times \text{m}^2} \times \frac{\text{kg} \times \text{m}}{\text{N} \times \text{s}^2} \\ &= 3,0273 \text{ m} \end{aligned}$$

- *Head Loss pada Low Pressure Heater*

$$\Delta P \text{ (Pressure Drop)} = 6,8 \text{ mAq} = 66683.384 \text{ Pa}$$

$$\rho \text{ (Massa Jenis air pada } 65,5^{\circ}\text{C} = 990,10 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} Hl_{\text{Gland Steam Condensor}} &= \frac{\Delta P}{\rho_{\text{air } 43,7^{\circ}\text{C}} \times g} \\ &= \frac{66683,384 \text{ Pa}}{990,10 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \times \frac{\text{N}}{\text{Pa} \times \text{m}^2} \times \frac{\text{kg} \times \text{m}}{\text{N} \times \text{s}^2} \\ &= 6,8654 \text{ m} \end{aligned}$$

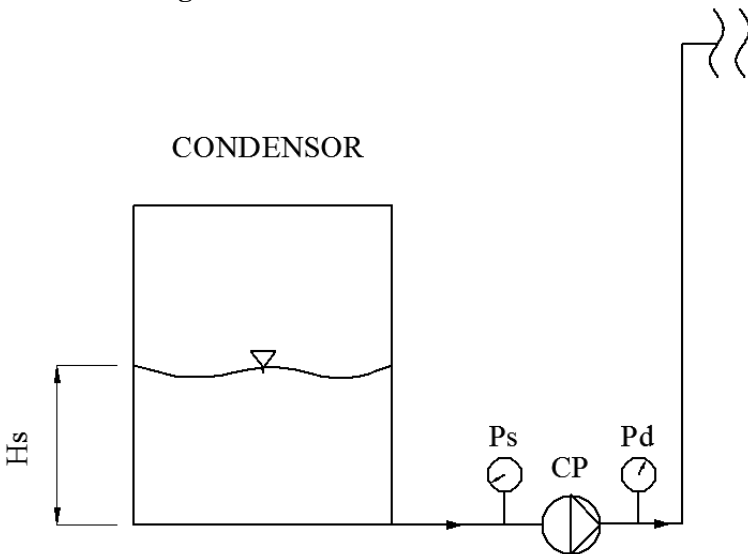
Maka Total *Head Loss Heat Exchanger*:

$$\begin{aligned} Hl_{\text{HE}} &= Hl_{\text{SJA}} + Hl_{\text{GSC}} + Hl_{\text{LPH } 1} \\ &= 0,5044 \text{ m} + 3,0273 \text{ m} + 6,8654 \text{ m} \\ &= 10,3971 \text{ m} \end{aligned}$$

Sehingga *Head Loss* Totalnya:

$$\begin{aligned}
 \sum H_{loss\ total\ (C-K)} &= \sum H_{loss\ mayor} + \sum H_{loss\ minor} \\
 &+ \sum H_{loss\ heat\ exchanger} \\
 &= 2,1102\ m + 8,5163\ m + 10,3971\ m \\
 &= 21,0236\ m
 \end{aligned}$$

4.1.5 Perhitungan Tekanan Ps



Gambar 4.1 Instalasi Untuk Mencari Tekanan Ps

Untuk mencari tekanan Ps digunakan persamaan energi dari permukaan air di kondensor ke Ps, yaitu:

$$\frac{P_{sr}}{\gamma} + \frac{\bar{v}_{sr}^2}{2g} + Z_{sr} = \frac{P_{ps}}{\gamma} + \frac{\bar{v}_{ps}^2}{2g} + Z_{ps} + \sum H_{LT\ (sr-ps)}$$

Dimana:

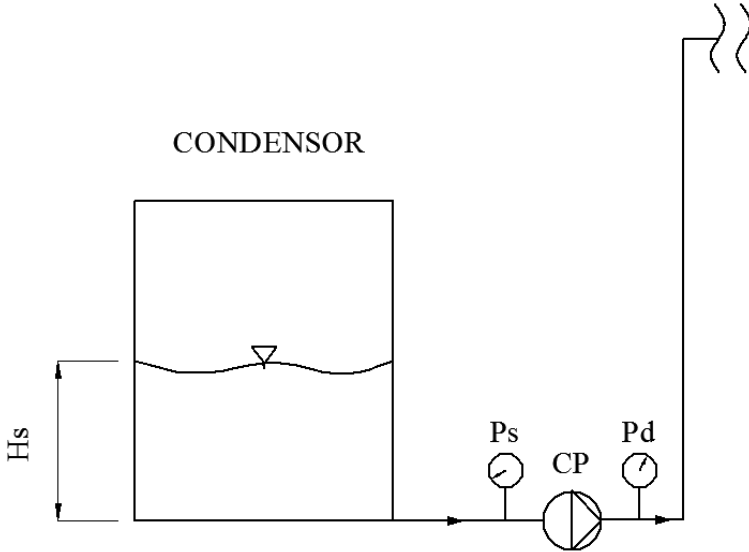
P_{sr} = Tekanan kondensor

$$\begin{aligned}
&= 65 \text{ mmhg} = 8665.954 \text{ Pa} \\
\bar{v}_{sr} &= 0 \frac{m}{s} \\
\bar{v}_{ps} &= 0,84041 \frac{m}{s} \\
\sum H_{LT (sr-ps)} &= 0,0107 \text{ m} + 0,0770 \text{ m} = 0,0877 \text{ m}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{P_{ps}}{\gamma} &= \frac{P_{sr}}{\gamma} + \frac{\bar{v}_{sr}^2 - \bar{v}_{ps}^2}{2g} + (Z_{sr} - Z_{ps}) - \sum H_{LT (sr-ps)} \\
&= \frac{-8665,954 \text{ Pa}}{990,84 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2}} + \frac{0^2 \frac{m^2}{s^2} - 0,84041^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} + 0,684 \text{ m} \\
&= \left[\frac{-8665,954 \text{ Pa}}{990,84 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \times \frac{N}{Pa \cdot m^2} \times \frac{kg \cdot m}{N \cdot s^2} \right] + (0,5603 \text{ m}) \\
&= -0,8916 \text{ m} + 0,5603 \text{ m} \\
&= -0,3313 \text{ m}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
P_{ps} &= -0,3313 \text{ m} \times \rho g \\
&= -0,3313 \text{ m} \times 990,84 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} \\
&= -3220,283 \text{ Pa}
\end{aligned}$$

4.1.6 Perhitungan Tekanan *Discharge Condensate Pump A*



Gambar 4.2 Instalasi Untuk Mencari Tekanan Pd

Untuk mencari tekanan Pd digunakan persamaan *Head Effektif* Pompa sebagai berikut:

$$H_{eff} = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{\bar{v}_d^2 - \bar{v}_s^2}{2g} + h_g$$

Dimana:

$$H_{eff} = 205 \text{ m}$$

$$P_s = -3220,283 \text{ Pa}$$

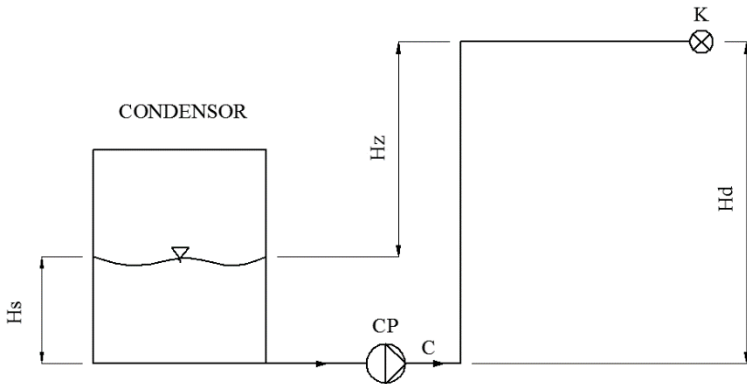
$$\bar{v}_d = 2,38394 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\bar{v}_s = 0,84041 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$H_g = 0 \text{ m}$$

$$\begin{aligned}
P_d &= \left[H_{eff} - \frac{(\bar{v}_d^2 - \bar{v}_s^2)}{2g} \right] \gamma + P_s \\
&= \left[205 \text{ m} - \frac{2,38394^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} - 0,84041^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right] \\
&\quad \times 990,84 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + (-3220,283 \text{ Pa}) \\
&= 1990163,136 \text{ Pa} - 3220,283 \text{ Pa} \\
&= 1986942,853 \text{ Pa} \\
&= 1,987 \text{ Mpa}
\end{aligned}$$

4.1.7 Perhitungan Tekanan di Titik K



Gambar 4.3 Instalasi Untuk Mencari Tekanan di Titik K

Untuk mencari tekanan di titik K, maka digunakan persamaan energi dari C ke K. Sehingga persamaan energinya sebagai berikut:

$$\frac{P_c}{\gamma} + \frac{\bar{v}_c^2}{2g} + Z_c = \frac{P_k}{\gamma} + \frac{\bar{v}_k^2}{2g} + Z_k + \sum H_{LT (C-K)}$$

Dimana:

P_k = Tekanan di percabangan

P_c = Tekanan *discharge* pompa

$$= 1,987 \text{ Mpa}$$

H_d = Head *Discharge*

$$= 6,1 \text{ m}$$

$$T_c = 43,1^0\text{C}, \text{ maka } \rho = 990,84 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$T_k = 86,4^0\text{C}, \text{ maka } \rho = 967,95 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\sum H_{LT (C-K)} = 21,0236 \text{ m}$$

$$\bar{v}_c = 2,38394 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\bar{v}_k = 6,66082 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Maka,

$$\begin{aligned} \frac{P_k}{\gamma} &= \frac{P_c}{\gamma} + \frac{\bar{v}_c^2 - \bar{v}_k^2}{2g} + (Z_c - Z_k) - \sum H_{LT (C-K)} \\ &= \frac{1,987 \times 10^6 \text{ Pa}}{990,84 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + \frac{2,38394^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} - 6,66082^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \\ &\quad + (0 - 6,1) \text{ m} - 21,0236 \text{ m} \\ &= \left[\frac{1,987 \times 10^6 \text{ Pa}}{990,84 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \times \frac{\text{N}}{\text{Pa} \cdot \text{m}^2} \times \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{N} \cdot \text{s}^2} \right] + (-29,0952 \text{ m}) \\ &= (204,4209 \text{ m} - 29,0952 \text{ m}) \\ \frac{P_k}{\gamma} &= 175,3257 \text{ m} \\ P_k &= 175,3257 \text{ m} \times \rho g \\ &= 175,3257 \text{ m} \times 967,95 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \\ &= 1664820,876 \text{ Pa} \\ &= 1,665 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

4.2 Perhitungan Analitis *Feed Water Heater Drain System*

4.2.1 Perhitungan Kapasitas Nominal Pompa

Kapasitas pompa atau jumlah fluida yang dipompakan oleh pompa *heater drain pump* dari *Heater Drain Tank* menuju Percabangan (Titik pertemuan dengan pipa dari pompa kondensat) dalam kondisi beban maksimum yaitu 200 MW (Lampiran 6) dapat diketahui dari data *heat balance*. Dari data *heat balance* PLTU unit 3 dan 4 di dapatkan:

- *Mass Flow Rate* (\dot{m})

$$\dot{m} = 102,206 \frac{\text{ton}}{\text{jam}} \times \frac{1000 \text{ kg}}{\text{ton}} \times \frac{\text{jam}}{3600 \text{ s}} = 28,39 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- Temperatur air masuk pompa

$$T_1 = 89,2^\circ\text{C}$$

Dari tabel B.1 (*Properties of Water*) (Lampiran 7), dengan $T_1 = 89,2^\circ\text{C}$ maka di dapatkan massa jenis air sebesar:

$$\rho = 965,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Sehingga kapasitas air yang harus dipenuhi oleh pompa adalah:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \rho Q \\ Q &= \frac{\dot{m}}{\rho} \\ &= \frac{28,39 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{965,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \\ &= 0,0294 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\end{aligned}$$

Kapasitas yang diperoleh dari hasil perhitungan diatas merupakan kapasitas nominal pompa (Q_{th}).

4.2.2 Perhitungan Kapasitas Pada Masing-Masing Section

Dikarenakan tidak ada kenaikan temperatur yang ada di tiap-tiap section karena tidak ada pengaruh komponen *heat exchanger*, sehingga air heater drain yang dipindahkan oleh pompa memiliki kapasitas yang sama. Maka kapasitas fluida sebagai berikut:

- *Section L-M (Heater Drain Tank – Suction Pompa), Section N-O (Discharge Pompa – Reducer) dan Section O-K (Reducer – Percabangan)*

Pada *section L – K* tersebut air *heater drain* yang berasal dari *heater drain tank* menuju ke percabangan memiliki temperatur 89,2 °C. Sehingga dari tabel B.1 (*properties of water*) (Lampiran 7) didapatkan massa jenisnya sebesar $\rho = 965,85 \frac{kg}{m^3}$. Maka kapasitasnya sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Q_{(L-K)} &= \frac{\dot{m}}{\rho} \\ &= \frac{28,39 \frac{kg}{s}}{965,85 \frac{kg}{m^3}} \\ &= 0,0294 \frac{m^3}{s} \end{aligned}$$

4.2.3 Perhitungan Kecepatan Aliran Fluida

Setelah kapasitas fluida yang mengalir di setiap *section* diketahui, maka kecepatan fluida di dalam pipa pada masing-masing *section* dapat diketahui dengan menggunakan data-data sebagai berikut:

Tabel 4.13 Data Diameter Pipa dan Kapasitas Setiap *Section*

<i>Section</i>	<i>Nominal Pipe Size (NPS) (inch)</i>	<i>Schedule</i>	Diameter Dalam (D_{in}) (m)	Kapasitas (Q) $\left(\frac{m^3}{s}\right)$
L – M	6	40s	0,154051	0,0294
N – O	6	40s	0,154051	0,0294
O – K	5	40s	0,128194	0,0294

- *Section L – M (Heater Drain Tank – Suction Pompa)*

Pada *Section L – M*, pipa memiliki diameter dalam 0,154051 m dan kapasitas 0,0294 $\left(\frac{m^3}{s}\right)$. Maka kecepatan alirannya sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \bar{v}_{L-M} &= \frac{Q_{L-M}}{A_{L-M}} \\
 &= \frac{4Q_{L-M}}{\pi(D_{L-M})^2} \\
 &= \frac{4 \times 0,0294 \frac{m^3}{s}}{\pi(0,154051)^2 m^2} \\
 &= 1,5773 \frac{m}{s}
 \end{aligned}$$

Untuk kecepatan *suction* pompa sentrifugal (lampiran 23) yang diijinkan adalah 0,6 – 1,5 $\frac{m}{s}$. Agar sesuai dengan kecepatan yang diijinkan, maka dilakukan pemilihan diameter yang sesuai. Perhitungan dilakukan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 D &= \sqrt{\frac{4Q}{\pi \bar{v}}} \\
 D &= \sqrt{\frac{4 \times 0,0294}{\pi \times 1,5}} = 157,97 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Dengan diameter dalam diatas, maka dipilih *diameter nominal* 200 mm (8 *inch*).

Maka kecepatan yang baru sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\bar{v}_{L-M} &= \frac{Q_{L-M}}{A_{L-M}} \\ &= \frac{4Q_{L-M}}{\pi(D_{L-M})^2} \\ &= \frac{4 \times 0,0294 \frac{m^3}{s}}{\pi(0,202717)^2 m^2} \\ &= 0,9109 \frac{m}{s}\end{aligned}$$

- *Section N-O* (Discharge Pompa – *Reducer*)

Pada *Section N – O*, pipa memiliki diameter dalam 0,154051 m dan kapasitas 0,0294 $\left(\frac{m^3}{s}\right)$. Maka kecepatan alirannya sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\bar{v}_{N-O} &= \frac{Q_{N-O}}{A_{N-O}} \\ &= \frac{4Q_{N-O}}{\pi(D_{N-O})^2} \\ &= \frac{4 \times 0,0294 \frac{m^3}{s}}{\pi(0,154051)^2 m^2} \\ &= 1,5773 \frac{m}{s}\end{aligned}$$

Untuk kecepatan *discharge* pompa sentrifugal (lampiran 23) yang diijinkan adalah 1,5 – 3,7 $\frac{m}{s}$, sehingga sudah sesuai.

- *Section O – K (Reducer – Percabangan)*

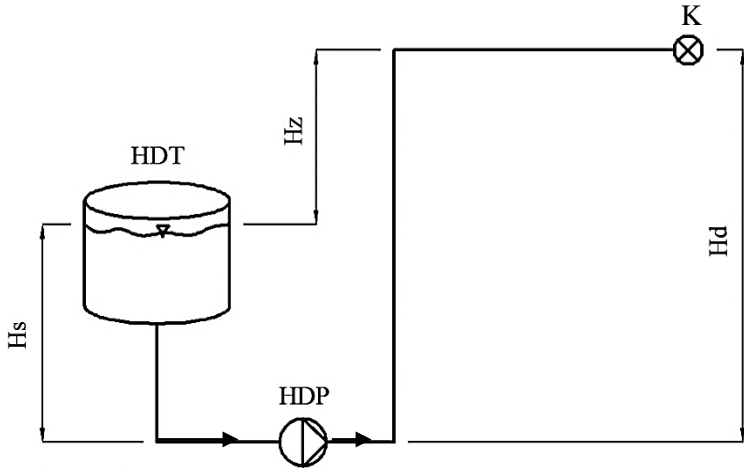
Pada *Section O – K*, pipa memiliki diameter dalam 0,128194 m dan kapasitas 0,0294 $\left(\frac{m^3}{s}\right)$. Maka kecepatan alirannya sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\bar{v}_{O-K} &= \frac{Q_{O-K}}{A_{O-K}} \\ &= \frac{4Q_{O-K}}{\pi(D_{O-K})^2} \\ &= \frac{4 \times 0,0294 \frac{m^3}{s}}{\pi(0,128194)^2 m^2} \\ &= 2,2778 \frac{m}{s}\end{aligned}$$

Untuk kecepatan *discharge* pompa sentrifugal (lampiran 23) yang diijinkan adalah 1,5 – 3,7 $\frac{m}{s}$, sehingga sudah sesuai.

4.2.4 Perhitungan *Head Total Instalasi Feed Water Heater Drain System*

Head Effektif (H_{eff}) pompa yang harus disediakan untuk mengalirkan jumlah air seperti yang direncanakan, dapat ditentukan dari kondisi instalasi yang akan dilayani pompa. Dengan instalasi yang direncanakan sebagai berikut:



Gambar 4.4 Instalasi *Heater Drain Pump*

Dimana *head efektif* instalasi pompa dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$H_{eff} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + (H_d - H_s) + \frac{\bar{v}_{dr}^2 - \bar{v}_{sr}^2}{2 \times g} + \sum H_{LT \text{ instalasi}}$$

Asumsi:

- Aliran *incompressible* ($\rho = \text{konstan}$) di tiap-tiap section.
- Aliran *Steady State* dan *Steady Flow*.
- Aliran *Uniform* ($\dot{m}_1 = \dot{m}_2$).
- Kecepatan air turun pada *suction reservoir* sangat kecil, sehingga \bar{v}_{sr} dianggap nol.

$$H_{eff} = \left\{ \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + (H_d - H_s) \right\} + \left\{ \frac{\bar{v}_{dr}^2}{2 \times g} + \sum H_{LT} \right\}$$

$$H_{eff} = H_{statis} + H_{dinamis}$$

4.2.4.1 Perhitungan Head Statis Pompa

Head Statis merupakan head yang terdiri dari *Pressure head* dan *elevation head*. Sehingga head statis pompa dapat dihitung dengan persamaan:

$$H_{statis} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + (H_d - H_s)$$

Dimana:

$$\begin{aligned} P_{dr} &= \text{Tekanan Percabangan} \\ &= 1,665 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{sr} &= \text{Tekanan Heater Drain Tank} \\ &= 0,65 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ abs} \\ &= 0,064 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_d &= \text{Head Percabangan} \\ &= 2,313 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_s &= \text{Head Suction} \\ &= 3,26 \text{ m} \end{aligned}$$

$$T_{masuk pompa} = 89,2^{\circ}\text{C}, \text{ maka } \rho = 965,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Sehingga Head Statisnya adalah:

$$\begin{aligned} H_{statis} &= \left[\frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} \right] + (H_d - H_s) \\ &= \left[\frac{1,665 \text{ Mpa} - 0,064 \text{ Mpa}}{965,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right] + (2,313 - 3,26) \text{ m} \\ &= \left[\frac{(1,665 - 0,064) \times 10^6 \text{ pa}}{965,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \times \frac{\text{N}}{\text{Pa} \cdot \text{m}^2} \times \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{N} \cdot \text{s}^2} \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&+(-0,947 \text{ m}) \\
&= 168,971 - 0,947 \text{ m} \\
&= 168,024 \text{ m}
\end{aligned}$$

4.2.4.2 Perhitungan *Head Dynamis Pompa*

Head dynamis merupakan *head* yang terdiri dari *velocity head* dan *head loss* total instalasi perpipaan. Sehingga *head dynamis* pompa dapat dihitung dengan persamaan:

$$H_{dynamis} = \left(\frac{\bar{v}_{dr}^2 - \bar{v}_{sr}^2}{2g} \right) + \sum H_{loss \text{ total}}$$

Dimana:

$$\sum H_{loss \text{ total}} = \sum H_{loss \text{ mayor}} + \sum H_{loss \text{ minor}}$$

Sehingga sebelum menghitung *head dynamis* pompa, maka dilakukan perhitungan *head loss mayor* dan *head loss minor* yaitu sebagai berikut:

➤ ***Head Loss Mayor***

Dalam mencari *head loss mayor* yang terdapat di dalam instalasi perpipaan, maka dapat digunakan persamaan berikut:

$$\sum H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

- *Section L – M (Heater Drain Tank – Suction Pompa)*

Temperatur di *section* ini adalah 89,2 °C maka $\nu = 3,2588 \times 10^{-7}$ (Lampiran 7) dan *absolute roughness* sebesar 0,046 mm dengan bahan STPG 38 (*Carbon Steel /Wrought Iron*) (Lampiran 5). Sehingga *Friction* factornya dapat dicari dengan persamaan:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\frac{e}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Dimana:

$$Re = \frac{\rho \times \bar{v}_{LM} \times D_{LM}}{\mu} \text{ atau } Re = \frac{\bar{v}_{LM} \times D_{LM}}{\nu}$$

$$\text{maka, } Re = \frac{0,9109 \frac{m}{s} \times 0,154051 \text{ m}}{3,2588 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 5,6664 \times 10^5$$

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046 \text{ mm}}{202,717 \text{ mm}} = 0,00023$$

Friction Factornya dapat di cari dengan persamaan *Colebrook – White Equation* dengan cara iterasi di dapat f nya sebesar: $f = 0,0155$. Sehingga *head loss* mayornya:

$$\begin{aligned} H_{f_{LM}} &= 0,0155 \times \frac{3,9 \text{ m}}{0,202717 \text{ m}} \times \frac{0,9109^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \times 9,81 \frac{m}{s}} \\ &= 0,0126 \text{ m} \end{aligned}$$

- *Section N-O (Discharge Pompa – Reducer)*

Temperatur di *section* ini adalah $89,2^\circ\text{C}$ maka $\nu = 3,2588 \times 10^{-7}$ (Lampiran 7) dan *absolute roughness* sebesar 0,046 mm dengan bahan STPG 38 (*Carbon Steel /Wrought Iron*) (Lampiran 5). Sehingga *Friction* factornya dapat dicari dengan persamaan:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\frac{e}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Dimana:

$$Re = \frac{\rho \times \bar{v}_{NO} \times D_{NO}}{\mu} \text{ atau } Re = \frac{\bar{v}_{NO} \times D_{NO}}{\nu}$$

$$\text{maka, } Re = \frac{1,5773 \frac{m}{s} \times 0,154051 \text{ m}}{3,2588 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 7,4563 \times 10^5$$

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046 \text{ mm}}{154,051 \text{ mm}} = 0,00029$$

Friction Factornya dapat di cari dengan persamaan *Colebrook – White Equation* dengan cara iterasi di dapat f nya sebesar: $f = 0,0159$. Sehingga *head loss* mayornya:

$$\begin{aligned} Hl_{NO} &= 0,0159 \times \frac{2,45 \text{ m}}{0,154051 \text{ m}} \times \frac{1,5773^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \times 9,81 \frac{m}{s}} \\ &= 0,0321 \text{ m} \end{aligned}$$

- *Section O – K (Reducer – Percabangan)*

Temperatur di *section* ini adalah $89,2^\circ\text{C}$ maka $\nu = 3,2588 \times 10^{-7}$ (Lampiran 7) dan *absolute roughness* sebesar 0,046 mm dengan bahan STPG 38 (*Carbon Steel /Wrought Iron*) (Lampiran 5). Sehingga *Friction* factornya dapat dicari dengan persamaan:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\frac{e}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Dimana:

$$Re = \frac{\rho \times \bar{v}_{OK} \times D_{OK}}{\mu} \text{ atau } Re = \frac{\bar{v}_{OK} \times D_{OK}}{\nu}$$

$$\text{maka, } Re = \frac{2,2778 \frac{m}{s} \times 0,128194 \text{ m}}{3,2588 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 8,9604 \times 10^5$$

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046 \text{ mm}}{128,194 \text{ mm}} = 0,00035$$

Friction Factornya dapat di cari dengan persamaan *Colebrook – White Equation* dengan cara iterasi di dapat f nya sebesar: $f = 0,0162$. Sehingga *head loss* mayornya:

$$Hl_{OK} = 0,0162 \times \frac{14,55 \text{ m}}{0,128194 \text{ m}} \times \frac{2,2778^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$= 0,4862 \text{ m}$$

Maka Total *Head Loss* Mayornya:

$$\sum Hl_{L-K} = 0,0126 \text{ m} + 0,0321 \text{ m} + 0,4862 \text{ m}$$

$$= 0,5309 \text{ m}$$

➤ **Head Loss Minor**

Dalam mencari *head loss minor* yang terdapat di dalam instalasi perpipaan, ,maka digunakan persamaan berikut:

$$\sum H_{lm} = K \times \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

- *Section L-M (Heater Drain Tank – Suction Pompa)*

Pada *Section L – M* tersebut, pipa mempunyai diameter 8 inch. Maka *head loss minor* pada *section* tersebut sebagai berikut:

- Kerugian pada *pipe entrance rounded* $k=0,24$ pada diameter *pipe size 8 inch* (lampiran 11), maka *head loss* minornya:

$$H_{lm} = K \times \frac{\bar{v}_{LM}^2}{2g}$$

$$= 0,24 \times \frac{0,9109^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,0101 \text{ m}$$

- Kerugian pada *Gate Valve* $k=0,11$, maka *head loss* minornya:

$$H_{lm} = K \times \frac{\bar{v}_{LM}^2}{2g}$$

$$= 0,11 \times \frac{0,9109^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,0047 \text{ m}$$

- Kerugian pada *Elbow Standard Radius 90° Welding* $k=0,42$, maka *head loss* minornya:

$$H_{lm} = K \times \frac{\bar{v}_{LM}^2}{2g}$$

$$= 0,42 \times \frac{0,9109^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,0178 \text{ m}$$

- Kerugian pada *Strainer Y* $k=1$, maka *head loss* minornya:

$$H_{lm} = K \times \frac{\bar{v}_{LM}^2}{2g}$$

$$= 1 \times \frac{0,9109^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,0423 \text{ m}$$

- Kerugian pada *Elbow Long rad 90°* $k=0,22$, maka *head loss* minornya:

$$H_{lm} = K \times \frac{\bar{v}_{LM}^2}{2g}$$

$$= 0,22 \times \frac{0,9109^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,0093 \text{ m}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}\sum H_{lmL-M} &= 0,0101 \text{ m} + 0,0047 \text{ m} + 0,0178 \text{ m} + \\ &\quad 0,0423 \text{ m} + 0,0093 \text{ m} \\ &= 0,0842 \text{ m}\end{aligned}$$

Dengan menerapkan langkah perhitungan *head loss minor* seperti contoh perhitungan diatas, maka perhitungan *head loss minor* untuk setiap sectionnya dapat ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 4.14 Perhitungan *Head Loss Minor Section L-M*

Nama	Nilai K	Jumlah	$\sum K$	<i>Head Loos Minor</i> (m)
<i>Pipe Entrance Rounded</i>	0,24	1	0,24	0,0101
<i>Gate Valve</i>	0,11	1	0,11	0,0047
<i>Elbow Standard rad 90°</i>	0,42	1	0,42	0,0178
<i>Strainer Y</i>	1	1	1	0,0423
<i>Elbow Long rad 90°</i>	0,22	1	0,22	0,0093
$\sum H_{lmL-M}$				0,0842

Tabel 4.15 Perhitungan *Head Loss Minor Section N-O*

Nama	Nilai K	Jumlah	$\sum K$	<i>Head Loos Minor</i> (m)
<i>Elbow Standard rad 90°</i>	0,45	1	0,45	0,0571
<i>Elbow Long rad 90°</i>	0,24	2	0,48	0,0609
<i>Control Valve</i>	5,1	1	5,1	0,6467
$\sum H_{lmN-O}$				0,7646

Tabel 4.16 Perhitungan *Head Loss Minor Section O-K*

Nama	Nilai K	Jumlah	$\sum K$	<i>Head Loos Minor</i> (m)
<i>Reducer (150 – 125)</i>	0,28	1	0,28	0,0740
<i>Swing Check Valve</i>	1,93	1	1,93	0,5104
<i>Elbow Long rad 90°</i>	0,26	2	0,52	0,1375
<i>Elbow Standard rad 90°</i>	0,49	2	0,98	0,2592
<i>Gate Valve</i>	0,13	1	0,13	0,0344
<i>Elbow Long rad 30°</i>	0,11	3	0,33	0,0873
<i>Open Pipe Exit</i>	1	1	1	2644
$\sum H_{lm\ O-K}$				1,3672

Maka Total *Head Loss* Minornya:

$$\begin{aligned}\sum H_{lm\ L-K} &= 0,0842\ m + 0,7646\ m + 1,3672\ m \\ &= 2,2160\ m\end{aligned}$$

Sehingga *Head Loss* Totalnya:

$$\begin{aligned}\sum H_{loss\ total} &= \sum H_{loss\ mayor} + \sum H_{loss\ minor} \\ &= 0,5309\ m + 2,2160\ m \\ &= 2,7469\ m\end{aligned}$$

Sehingga *Head* Dynamisnya dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$H_{dynamis} = \left(\frac{\bar{v}_{dr}^2}{2g} \right) + \sum H_{loss\ total}$$

Dimana:

\bar{v}_{dr} = Kecepatan air di pipa pertemuan dengan air dari *condensate pump* = $2,2778 \frac{m}{s}$

$$\begin{aligned} H_{dynamis} &= \left(\frac{\bar{v}_{dr}^2}{2g} \right) + \sum H_{loss\ total} \\ &= \left(\frac{2,2778^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \right) + 2,7469\ m \\ &= 3,0113\ m \end{aligned}$$

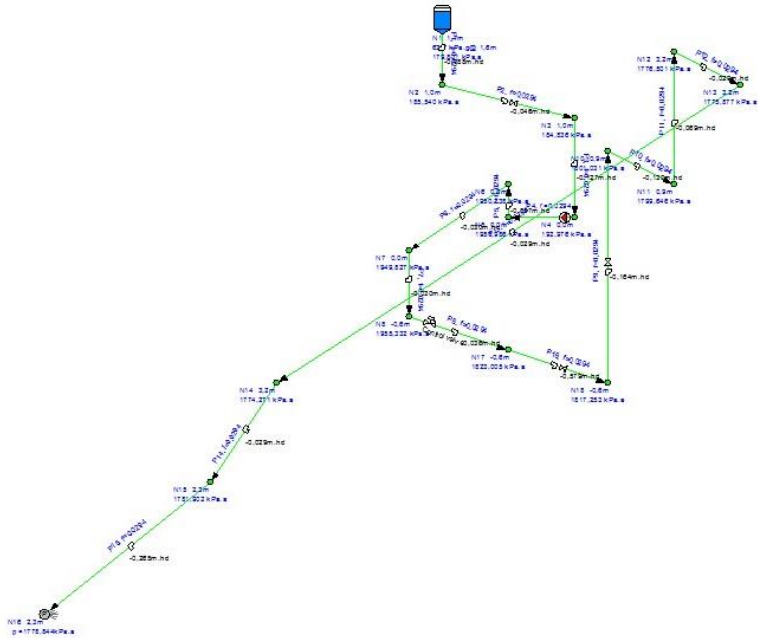
Sehingga *head efektif heater drain pump* dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} H_{eff} &= H_{statis} + H_{dynamis} \\ &= 168,024\ m + 3,0113\ m \\ &= 171,0353\ m \end{aligned}$$

4.3 Perhitungan Numerik *Feed Water Heater Drain System*

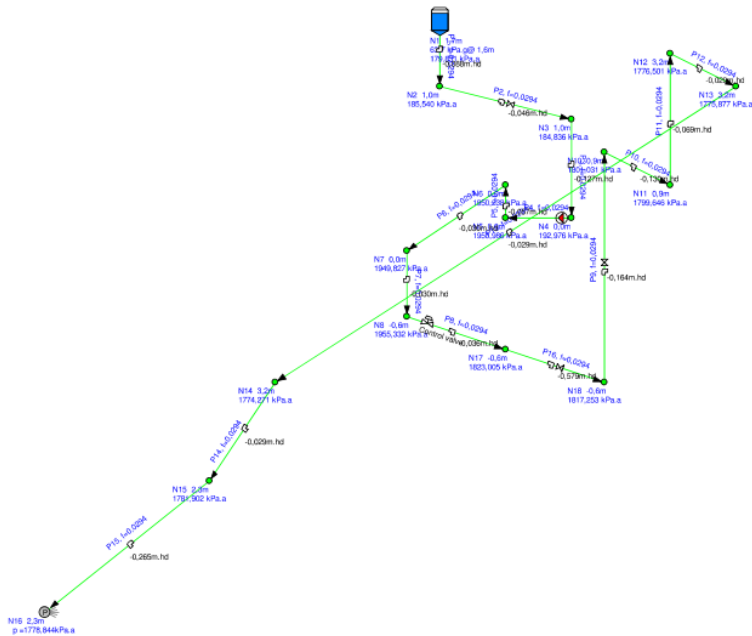
Dengan menggunakan *software Pipe Flow Expert v5,12*, maka selain perhitungan secara manual, perhitungan secara pemodelan numerik pun dapat dilakukan.

Dengan langkah-langkah memulai program seperti pada Bab III *Flowchart Pipe Flow Expert*, maka akan didapatkan gambar instalasi seperti pada gambar .

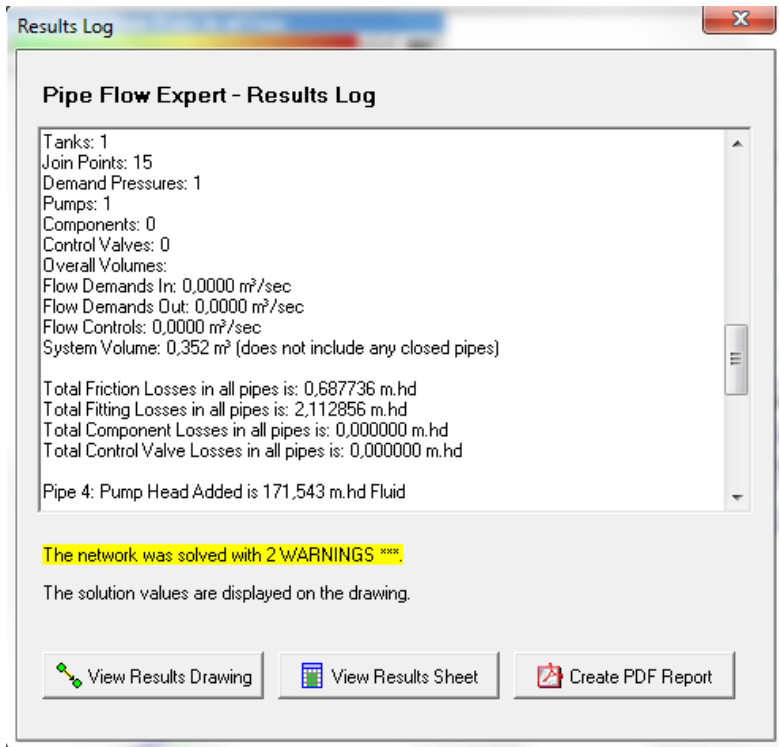


Gambar 4.5 Instalasi Pompa

Lalu untuk mendapatkan data-data yang diperlukan, khususnya *head* total pompa, maka dengan mengklik *calculate*, akan muncul gambar seperti pada gambar di bawah ini.



Gambar 4.6 Instalasi Pompa Setelah di *Calculate*



Gambar 4.7 Hasil Setelah di *Calculate*

Dengan melihat gambar diatas, didapatkan harga: *Head* Total Pompa= 171,543 m Hd Fluid.

4.3.1 Perbandingan *Head* Efektif Analitis (H_{eff}) dengan *Head* Efektif Numerik ($H_{eff\ PFE}$)

Dengan berdasar pada kedua perhitungan *Head* Efektif Instalasi di atas dapat diketahui tingkat kesalahan perhitungan adalah:

$$Tingkat\ kesalahan = \frac{H_{eff} - H_{eff\ PFE}}{H_{eff}} \times 100\%$$

$$\text{Tingkat kesalahan} = \frac{171,0353 \text{ m} - 171,543 \text{ m}}{171,0353 \text{ m}} \times 100\%$$

$$\text{Tingkat kesalahan} = 0,3\%$$

4.4 Pemilihan Pompa

Pemilihan pompa dapat dibagi menjadi dua yaitu berdasarkan head fungsi kapasitas dan putaran spesifik. Di bawah ini adalah pemilihan pompa berdasarkan putaran spesifik.

4.4.2 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Putaran Spesifik (ns)

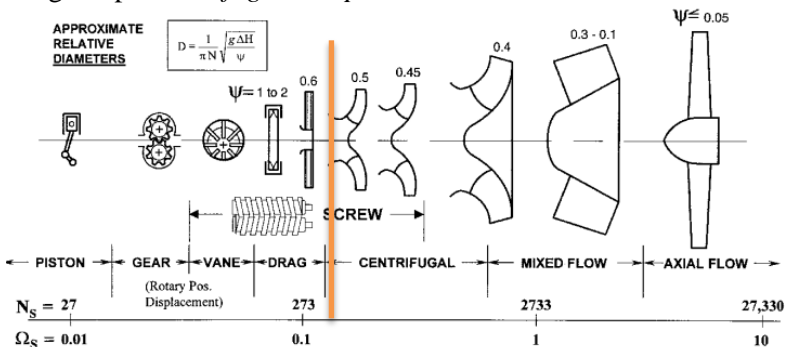
Penentuan jenis pompa didasarkan pada putaran spesifik dapat dihitung dengan cara:

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

$$n_s = 1500 \text{ rpm} \frac{\sqrt{1,764 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \times \frac{\text{gal}}{3,785 \times 10^{-3} \text{ m}^3}}}{\left(171,0353 \text{ m} \times \frac{\text{ft}}{0,3048 \text{ m}}\right)^{3/4}}$$

$$n_s = 280,87$$

Sehingga dengan memplot nilai n_s pada gambar 4.8, berikut dapat disimpulkan bahwa pompa yang akan dipilih adalah pompa dengan tipe *Centrifugal Pump*.


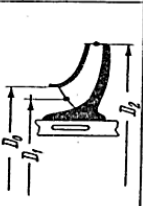


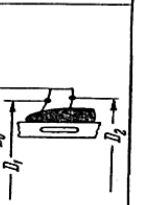


Gambar 4.8 n_s dan Bentuk *Impeller*

Untuk mengetahui banyaknya *stage* (*i*) yang digunakan pada pompa yang terletak dalam suatu instalasi menggunakan persamaan $i = \left(\frac{n_{s1}}{n_s}\right)^{\frac{4}{3}}$ dan untuk mendapatkan nilai n_s didapat dengan persamaan:

$$n_s = 3,65 \times 1500 \text{ rpm} \frac{\sqrt{0,0294 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}}{(171,0353 \text{ m})^{3/4}}$$

$$= 19,85$$

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_{sf} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{sf} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{sf} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{sf} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{sf} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

Gambar 4.9 Harga Putaran Spesifik

Untuk n_{s1} dengan tipe *centrifugal pump* tipe *Moderate-speed impeller* dapat dilihat pada gambar 4.9 dan memiliki nilai 80 – 150. Sehingga:

$$N_{s1} = 85$$

$$N_s = 19,85$$

Maka,

$$i = \left(\frac{n_{s1}}{n_s}\right)^{\frac{4}{3}}$$

$$= \left(\frac{85}{19,85}\right)^{\frac{4}{3}} = 6,95 \approx 7 \text{ stage}$$

Sehingga pompa yang sesuai untuk instalasi *Feed Water Heater Drain System* adalah Pompa Sentrifugal – *Multistage* dengan jumlah 7 Stage.

4.5 Perhitungan *Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)*

Instalasi ini merupakan instalasi dengan desain instalasi *suction head*. Sebagai persyaratan utama bahwa $NPSH_A > NPSH_R$. Besarnya $NPSH_A$ dapat dihitung melalui:

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} + H_s - \sum H_{LT}$$

$$\begin{aligned} P_s = P_a &= 0,65 \frac{kg}{cm^2} \text{ abs} \\ &= 0,064 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

Dari tabel B.1 (*Properties of Water*) (Lampiran 7), dengan $T_1 = 89,2^\circ\text{C}$ maka di dapatkan massa jenis air sebesar $\rho = 965,85 \frac{kg}{m^3}$ dan $P_v = 68,17 \text{ kPa}$. Dengan $H_s = 3,26 \text{ m}$ juga

$$\begin{aligned} \sum H_{LT \text{ suction}} &= \sum H_{l_{L-M}} + \sum H_{m_{L-M}} \\ &= 0,0126 \text{ m} + 0,0842 \text{ m} \\ &= 0,0968 \text{ m} \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} NPSH_A &= \frac{P_a - P_v}{\gamma} + H_s - \sum H_{LT} \\ &= \frac{(0,064 - 0,06817) \times 10^6 \text{ Pa}}{965,85 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2}} + 3,26 \text{ m} - 0,0968 \text{ m} \\ &= -0,4401 \text{ m} + 3,26 \text{ m} - 0,0968 \text{ m} \\ &= 2,72 \text{ m} \end{aligned}$$

4.6 Perhitungan Daya Air (*Water Horse Power*)

Dengan temperatur pemompaan = $89,2^{\circ}\text{C}$ maka $\rho = 965,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. Sehingga WHP dapat dihitung sebagai berikut:

$$WHP = \rho \times g \times Q \times H_{eff}$$

Dimana:

WHP = Daya fluida (kW)

ρ = Massa jenis fluida ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)

g = Percepatan gravitasi bumi ($\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$)

Q = Kapasitas ($\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$)

H_{eff} = Head efektif instalasi (m)

Maka,

$$WHP = \rho \times g \times Q \times H_{eff}$$

$$\begin{aligned} WHP &= 965,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,0294 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 171,0353 \text{ m} \\ &= 47644,39 \text{ Watt} \\ &= 47,644 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.7 Perhitungan Daya Poros

Daya poros adalah daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa. Daya ini sama dengan daya air ditambah kerugian daya di dalam pompa yang besarnya dapat dihitung sebagai berikut:

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

Dimana:

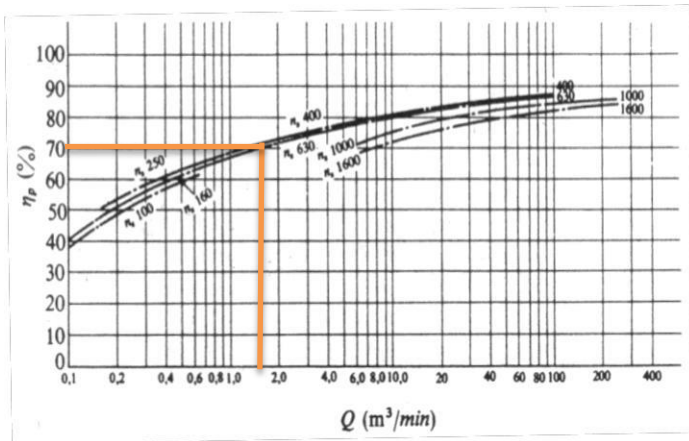
P_{shaft} = Daya poros (kW)

WHP = Daya fluida (kW)

η_p = Efisiensi pompa (desimal)

- WHP = 47,644 kW

Untuk mencari efisiensi pompa dengan cara memplot grafik di bawah ini:



Gambar 4.10 Efisiensi Standar Pompa

Jika $Q = 1,764 \frac{m^3}{min}$, maka efisiensi pompa (η_p) = 70%. Sehingga:

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p} = \frac{47,644 \text{ kW}}{0,7} = 68,06 \text{ kW}$$

4.8 Perhitungan Daya Motor

Besarnya daya motor yang dipakai untuk menggerakkan pompa ditetapkan dengan persamaan berikut:

$$P_m = \frac{P_{shaft}(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Dimana:

P_m = Daya nominasi penggerak mula (kW)

α = Faktor cadangan

η_t = Efisiensi transmisi

Tabel 4.17 Tabel Faktor Cadangan

Jenis Penggerak Mula	α
Motor Induksi	0,1 – 0,2
Motor Bakar Kecil	0,15 – 0,25
Motor Bakar Besar	0,1 – 0,2

Tabel 4.18 Tabel Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk Rata		0,92 – 0,93
Sabuk V		0,95
Roda Gigi	Roda Gigi Lurus Satu Tingkat	0,92 – 0,95
	Roda Gigi Miring Satu Tingkat	0,95 – 0,98
	Roda Gigi Kerucut Satu Tingkat	0,92 – 0,96
	Roda Gigi Planiter Satu Tingkat	0,95 – 0,98
Kopling Hidrolik		0,95 – 0,97

Dari tabel diatas dipilih jenis motor penggerak mula motor induksi dengan nilai $\alpha = 0,2$.

Sedangkan untuk efisiensi transmisi karena antara pompa dengan motor dikopel oleh kopling tetap, sehingga nilai efisiensi transmisi $\eta_t = 1$.

Sehingga daya motor diperoleh,

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t} = \frac{68,06 \text{ kW}(1 + 0,2)}{1} = 81,67 \text{ kW}$$

4.9 Penentuan Jenis Pompa

Dari perhitungan yang sudah dilakukan diatas, didapatkan pompa *centrifugal multistage moderate speed impeller* dengan data lengkapnya sebagai berikut:

<i>Capacity</i>	: $1,764 \frac{m^3}{min}$
Head Effektiv Instalasi	: 171,0353 m
<i>No. of stage</i>	: 7
$NPSH_A$: 2,72 m
<i>Pshaft</i>	: 68,06 kW
P_m	: 81,67 kW

Dengan kebutuhan pompa seperti data diatas, maka dipilih pompa sentrifugal *multistage* sebagai berikut:

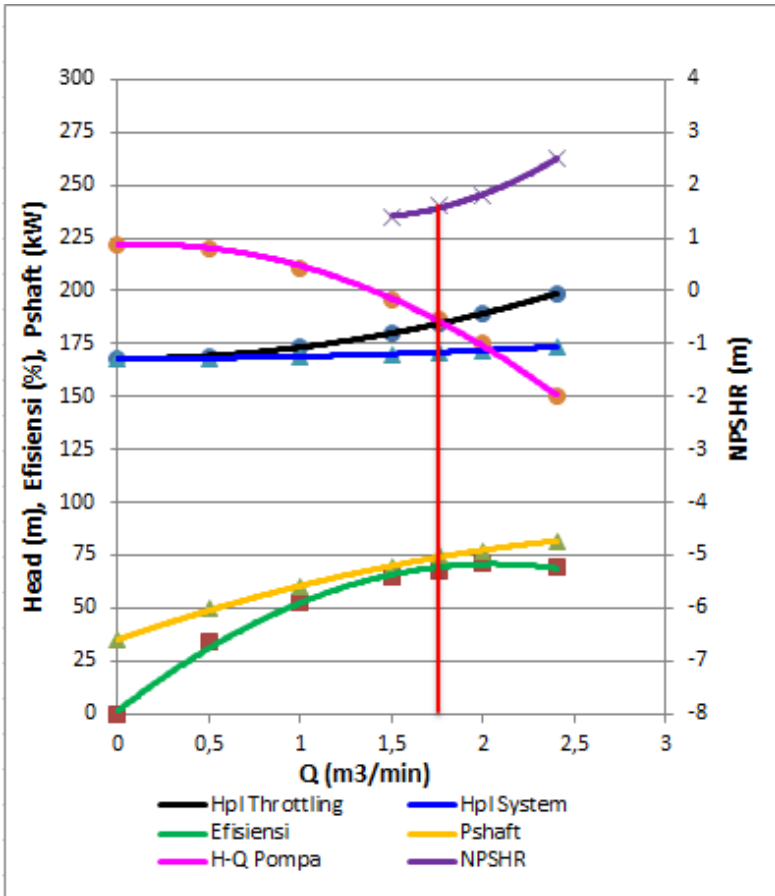
<i>Manufacture</i> pompa	: Yoshikura Kogyo Co., LTD
Jenis pompa	: Sentrifugal <i>multistage</i>
<i>Type</i>	: TSM-7
<i>Capacity</i>	: $2 \frac{m^3}{min}$
<i>Total head</i>	: 175 m
<i>No. of stage</i>	: 7
$NPSH_R$: 2,1 m
<i>Pshaft</i>	: 75 kW
P_m	: 85 Kw

Dengan data diatas maka penggunaan pompa yang ada dilapangan sekarang sudah sesuai dengan instalasi yang ada. Sehingga tetap menggunakan pompa yang sama.

4.10 Karakteristik Kerja Pompa

4.10.1 Karakteristik Kerja Pompa Secara Analitis

Kurva karakteristik kerja pompa secara lengkap dapat dilihat pada (lampiran 16) untuk mengetahui titik kerja pompa. Dibawah ini adalah kurva yang dibuat secara analitis agar mudah didapatkan titik kerja pompa.



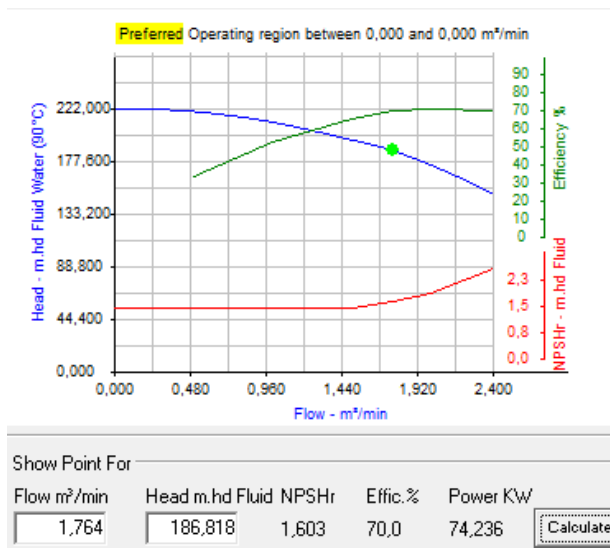
Gambar 4.1` Kurva Karakteristik Kerja Pompa Secara Analitis

Dari grafik diatas diketahui karakteristik kerja pompa dengan berbagai performa. Dengan diketahui dari data bahwa head maksimum pompa 222 m dan kapasitas maksimum 2,4 m³/min. Untuk instalasi heater drain pump didapat *head efektif* sebesar 171,0353 m dengan kapasitas 1,764 m³/min. Dengan mengeplot *head pipeline system* dengan variasi kapasitas, didapat bahwa *head pipeline* tidak menyentuh grafik head fungsi kapasitas pompa. Sehingga diperlukan *head pipeline throttling* untuk mendapatkan titik kerja.

Head pipeline throttling didapat dengan menutup $\frac{3}{4}$ control valve di *discharge* dengan variasi kapasitas sehingga didapatkan *head pipeline throttling* yang berpotongan dengan head fungsi kapasitas pompa. Sehingga titik kerja pompa berada pada head 184,59 m dengan kapasitas yang sama yaitu 1,764 m³/min.

Dari pernyataan diatas maka dapat disimpulkan bahwa head yang dilayani pompa adalah 184,59 m, daya shaft 75 kW, NPSH_R 1,6 m, efisiensi 70% dengan kapasitas sebesar 1,764 m³/min.

4.10.1 Karakteristik Kerja Pompa Secara Numerik



Gambar 4.12 Kurva Karakteristik Kerja Pompa Secara Numerik

Dari grafik diatas dapat dikteahui untuk kapasitas 1,764 m³/min didapatkan *Head*, NPSH_R, efisiensi dan daya *shaft* pompa. Dengan berdasar pada grafik analitis dan numerik diatas maka dapat diketahui tingkat kesalahan grafik yang dibuat secara analitis. Tingkat kesalahannya sebagai berikut:

- Head
$$= \frac{184,59 - 186,818}{184,59} \times 100\% = 1,2\%$$

- $NPSH_R = \frac{1,6 - 1,603}{1,6} \times 100\% = 0,19\%$
- Efisiensi $= \frac{70 - 70}{70} \times 100\% = 0\%$
- $P_{shaft} = \frac{75 - 74,236}{75} \times 100\% = 1\%$

4.11 Perawatan dan Pemeliharaan Pompa

Pada instalasi pompa, sering ditemui berbagai kerusakan peralatan maupun aksesoris, misalnya katup (*valve*), pipa, sambungan, kelistrikan, maupun pompa itu sendiri. Kerusakan yang terjadi pada *Heater Drain Pump* unit 3 pada bulan Maret 2015 adalah *Swing Check Valve*, *Crack* pada *Bushing Shaft* dan Kerusakan *Impeller* pompa yang mengakibatkan terjadinya Backflow sehingga pompa trip. Apabila terjadi gangguan pada pompa HDP, maka Air *Heater Drain* di *Heater Drain Tank* akan di *by-pass* menuju ke kondensor sehingga efisiensi siklus akan berkurang. Maka dari itu perlu adanya perawatan agar tidak terjadi kerusakan pada pompa. Jenis perawatan yang dapat dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Perawatan Sebelum Menjalankan Pompa

- a. Pembersihan *suction reservoir* dan pipa *suction*
Melakukan pembersihan *suction reservoir* dan *suction pipe*. Bila terdapat benda asing, kotoran atau sampah yang masuk ke dalam pipa *suction* atau *suction reservoir*, maka pompa akan mengalami gangguan yang cukup serius. Oleh karena itu, pompa harus diperiksa terlebih dahulu sebelum digunakan dan dibersihkan bila ada benda-benda yang menyangkut.
- b. Pemeriksaan sistem listrik
Ketepatan kapasitas pemutus sirkuit, harga *preset relay* arus lebih, ukuran serta sambungan kabel harus dipastikan dalam kondisi baik.
- c. Pemeriksaan *alignment*
Kelurusan (*alignment*) poros (*shaft*) pompa dan motor harus diperiksa terlebih dahulu dengan cara dan standar yang telah ditentukan.

- d. Pemeriksaan minyak pelumas bantalan
Gemuk dan minyak untuk bantalan harus diperiksa kekentalan dan jumlahnya.
- e. Pemeriksaan dengan memutar poros
Poros harus dapat berputar dengan halus saat diputar dengan tangan.
- f. Pemeriksaan *valve* pada pipa *suction*
- g. Katup yang dipasang pada pipa *suction* harus dipastikan dalam keadaan *fully close* untuk pompa sentrifugal.

Setelah pompa sentrifugal dinyalakan, katupnya dibuka pelan-pelan, lalu penunjukkan pada manometer diamati terus sampai menunjukkan tekanan normal seperti dalam spesifikasi pompa. Pengoperasian dalam katup tertutup tidak boleh berlangsung terlalu lama. Hal ini dikarenakan zat cair di dalam pompa akan menjadi panas sehingga dapat menimbulkan berbagai kerusakan.

2. Perawatan Selama Pengoperasian Pompa

- a. Pembacaan *manometer* dan *amperemeter*.
 - Tekanan *discharge* dan tekanan *suction* harus sesuai atau mendekati nilai yang ditentukan atau diperhitungkan.
 - Penunjukkan arus listrik harus lebih rendah daripada yang dinyatakan pada label motor.
- b. Temperatur dan kebocoran *packing*
 - Kebocoran pada *packing* tekan berupa tetesan-tetesan air yang jumlahnya tidak banyak. Jika jumlah tetesan banyak, maka paking harus dikencangkan pelan-pelan dan merata (mengencangkan kedua mur secara bergantian) sampai tetesan menjadi normal. Apabila pengencangan yang dilakukan berlebihan dapat menyebabkan *packing* menjadi panas.
 - Untuk temperatur yang diijinkan adalah tidak lebih dari $89,2^{\circ}\text{C}$ diatas temperatur zat cair yang dipompakan (tergantung spesifikasi pompa). Karena itu untuk pompa air, kebocoran yang berjumlah

sedikit lebih diperlukan untuk pendinginan dan pelumasan paking. Tetapi untuk zat cair tertentu (dalam kategori berbahaya), kebocoran sama sekali tidak diperbolehkan.

c. Pemeriksaan bantalan

- Bila bantalan yang digunakan menggunakan cara pelumasan cincin, maka cincin harus dapat berputar secara normal.
- Jika rumah bantalan dipegang dengan tangan, harus tidak terasa adanya panas yang berlebihan. Bila diukur dengan termometer, biasanya bantalan dianggap normal bila tidak lebih dari 40 °C diatas temperatur udara disekitarnya.

d. Pemeriksaan getaran dan bunyi

- Bila tangan diletakkan diatas casing pompa tidak terasa adanya getaran yang berlebihan. Dapat digunakan alat vibrometer dengan mengukur amplitudo getaran pada rumah bantalan dan motor.
- Tidak boleh ada bunyi yang keras karena kavitasi, surging maupun bunyi bantalan.

3. Perawatan Untuk Penghentian Pompa

Untuk penghentian pompa secara manual maka dapat dilakukan perawatan sebagai berikut:

- a. Pompa sentrifugal dapat dimatikan setelah katup discharge fully close. Pada saat motor akan berhenti, katup suction dalam kondisi fully open.
- b. Apabila pompa berhenti karena adanya padam listrik (blackout) saat pompa beroperasi, maka tombol listrik harus dimatikan dan katup discharge harus ditutup.

4. Perawatan Tahunan (*Assembly dan Diassembly*)

Perawatan ini dilakukan setahun sekali atau bila terjadi kerusakan yang menyebabkan pompa harus *stop*. Untuk pelaksanaan *Assembly* dan *Diassembly* sebagai berikut:

a. Persiapan Awal

- Lakukan *safety permit* dan *working permit*.

- Koordinasi dengan *start up*
- Persiapan *tool*
- Persiapan *consumable*
- b. Laksanakan Pembongkaran Pompa
 - Melepas *nut end bolt coupling*
 - Melepas *coupling dan drain oil bearing*
 - Drain air dalam pompa
 - Melepas *housing upper bearing cp side dan up cp side*
 - Angkat *sleve bearing uppercp side dan un cp side*
 - Melepas *housing lower bearing cp side dan un cp side*
 - Melepas *deflector*
 - Melepas *gland packing cp side dan un cp side*
 - Melepas *shaft sleeve cp side dan un cp side*
 - Melepas *nut discharge end*
 - Melepas *balancing sleeve dan bushing*
 - Melepas *impeller no 6-1*
- c. Laksanakan Pemeriksaan Kondisi *Casing, Bearing, Water Sealing, dan Shaft Sleeves*.
- d. Laksanakan Penggantian *Gland Packing*
 - Mengganti *gland packing* dengan jenis teflon ukuran 15mm
 - Potong *gland packing* sesuaikan dengan diameter *shaft*
 - Kemudian masukkan ke *stuffing box/ rumah gland*
- e. Laksanakan Pembersihan Bagian Luar Body Pompa
- f. Laksanakan Pengecekan *System Lubricating*
- g. Bila Perlu Laksanakan Penggantian Minyak Pelumas
 - Lepas *plug/ bolt drain*
 - Drain minyak pelumas *bearing cp side dan un cp side*
 - Pasang *plug* dan kerasi
 - Ganti minyak pelumas DTE HM

- h. Laksanakan *Reassembly* Pompa
- Pasang *impeller* pompa 1-6
 - Pasang *balancing sleeve* dan *bushing*
 - Pasang *discharge end*
 - Pasang *shaft sleeve cp side* dan *un cp side*
 - Pasang *deflector cp side* dan *un cp side*
 - Pasang *housing lower bearing cp side* dan *un cp side*
 - Pasang *lower bearing cp side* dan *un cp side*
 - Laksanakan *adjusting deflector cp side* dan *un cp side*
 - Pasang *upper bearing* dan *housing upper cp* dan *un cp side*
 - Pasang *coupling*
 - Pasang *gland packing*
- i. Laksanakan *Alignment* Pompa dan Motor
- Pasang *dial gauge* dan *magnet bus* posisi di motor
 - Putar *shaft* motor setiap $\frac{1}{4}$ putaran di data
 - Design *axial* dan *radial*: 0-0,5
 - *Gap coupling*: 3mm
 - Beri shim bila perlu
 - Geser dengan *stood bolt* bila perlu

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dapat disimpulkan sebagai berikut:

- a. Dari hasil perhitungan secara analitis didapatkan kapasitas pompa *Heater Drain Pump* $105,84 \frac{m^3}{h}$, $H_{eff} = 171,0353$ m, $NPSH_A = 2,72$ m dan 7 stage.
- b. Pada perhitungan numerik dengan *software pipe flow expert v5.15* didapatkan nilai $H_{eff\ PFE} = 171,543$ m. Jika dibandingkan dengan perhitungan secara analitis maka diketahui tingkat kesalahan perhitungan sebesar 0,3 %.
- c. Berdasarkan perhitungan diatas maka dipilih pompa sentrifugal multistage dengan kapasitas $120 \frac{m^3}{h}$, $H_{eff\ pompa} = 175$ m, $NPSH_R = 2,1$ m dan 7 stage.
- d. Dari pemilihan pompa berdasarkan putaran spesifik, maka pemilihan pompa *Heater Drain Pump* dengan tipe TSM-7 pada PT. PJB UP Gresik PLTU Unit 3 sudah tepat.
- e. Pemilihan pompa sudah benar sehingga *backflow* terjadi karena rusaknya *swing check valve* dan terjadi kerusakan pada pompa.
- f. Perawatan yang dapat dilakukan untuk menjaga kehandalan kinerja pompa *Heater Drain Pump* ada 4 yaitu perawatan sebelum menjalankan pompa, perawatan selama pengoperasian, perawatan untuk penghentian pompa dan perawatan tahunan (*assembly* dan *diassembly*).

5.2 Saran

Adapun saran untuk PT PJB Unit Pembangkitan Gresik yaitu:

- a. Manajemen perawatan pada *feed water heater drain system* dilakukan secara teratur dan terjadwal mulai dari *Preventive Maintenance*, *Predictive Maintenance*,

Corrective Maintenance, dan Breakdown Maintenance agar peralatan pada sistem instalasi mempunyai umur kerja yang panjang dengan performa yang maksimal.

- b. Perlu dijaga temperatur fluida kerja *heater drain pump* agar tidak melebihi $89,2^{\circ}\text{C}$ karena akan menyebabkan terjadinya keausan yang lebih cepat kepada pompa.

DAFTAR PUSTAKA

- Dietzel, Fritz,. 1990. *Turbin, Pompa dan Kompresor*, alih bahasa Dakso Sriyono, Jakarta: Erlangga
- Djoni, Made Arya, *Pompa & Compressor TM 1532*
- Fox, Robert W. and McDonald, Alan T,. 2010. *Introduction to Fluid Mechanics*, John Willey and Sons, New York
- Karassik, Igor J., dkk. 2001. *Pump Handbook*, McGraw-Hill Book Co.
- Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*, Diterjemahkan oleh Nicholas Weinstein dari bahasa Rusia. Moscow: Peace Publishers.
- Raswari. 2007. *Perencanaan dan Penggambaran Sistem Perpipa*. Jakarta: Universitas Indonesia
- Silowash, Brian.2010. *Piping Systems Manual*, McGraw-Hill Book Co.
- Sonntag E. Richard, Borgnakke, Claus. 2009. *Fundamentals of Thermodynamics 7th Edition*, United States of America: Jhon Wiley and Sons
- Sularso, Tahara, Haruo. 2004. *Pompa dan Kompresor Pemilihan, Pemakaian dan Pemeliharaan*, cetakan ke delapan. Jakarta: PT. Pradnya Paramita

LAMPIRAN

Lampiran 1: TABEL KONVERSI

Area (<i>A</i>)	
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²
Conductivity (<i>k</i>)	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K = 0.577 789 Btu/h-ft-°R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
Density (<i>ρ</i>)	
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	
Energy (<i>E</i>, <i>U</i>)	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	= 778.1693 lbf-ft
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	
Force (<i>F</i>)	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation	
<i>g</i> = 9.80665 m/s ²	<i>g</i> = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity (<i>C_p</i>, <i>C_v</i>, <i>C</i>), specific entropy (<i>s</i>)	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-°R	1 Btu/lbm-°R = 4.1868 kJ/kg-K
Heat flux (per unit area)	
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²

(Sumber: Richard E.Sonntag, Claus Borgnakke, Fundamental Of Thermodynamics 6th Edition)

Lampiran 2: LANJUTAN TABEL KONVERSI

Heat-transfer coefficient (h)		
1 W/m ² -K	= 0.176 11 Btu/h-ft ² -°R	1 Btu/h-ft ² -°R = 5.67826 W/m ² -K
Length (L)		
1 mm	= 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm	= 0.01 m = 10 mm = 0.3937 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m	= 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km	= 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi	= 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m
Mass (m)		
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug = 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989 × 10 ⁻⁵ kg	1 ton = 2000 lbm
Moment (torque, T)		
1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 N-m
Momentum (mV)		
1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s = 0.224809 lbf-s	1 lbm-ft/s = 0.138 256 kg-m/s
Power (\dot{Q}, \dot{W})		
1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s = 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s	= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK) = 0.7457 kW
		= 550 lbf-ft/s
		= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h
Pressure (P)		
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ² = 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0 × 10 ⁵ Pa = 100 kPa	
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm = 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar	= 29.921 in. Hg [32°F]
	= 760 mm Hg [0°C]	= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa	1 in. H ₂ O [4°C] = 0.036126 lbf/in. ²
Specific energy (e, u)		
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm = 2.98907 × 10 ⁻³ kJ/kg
		= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu/lbm

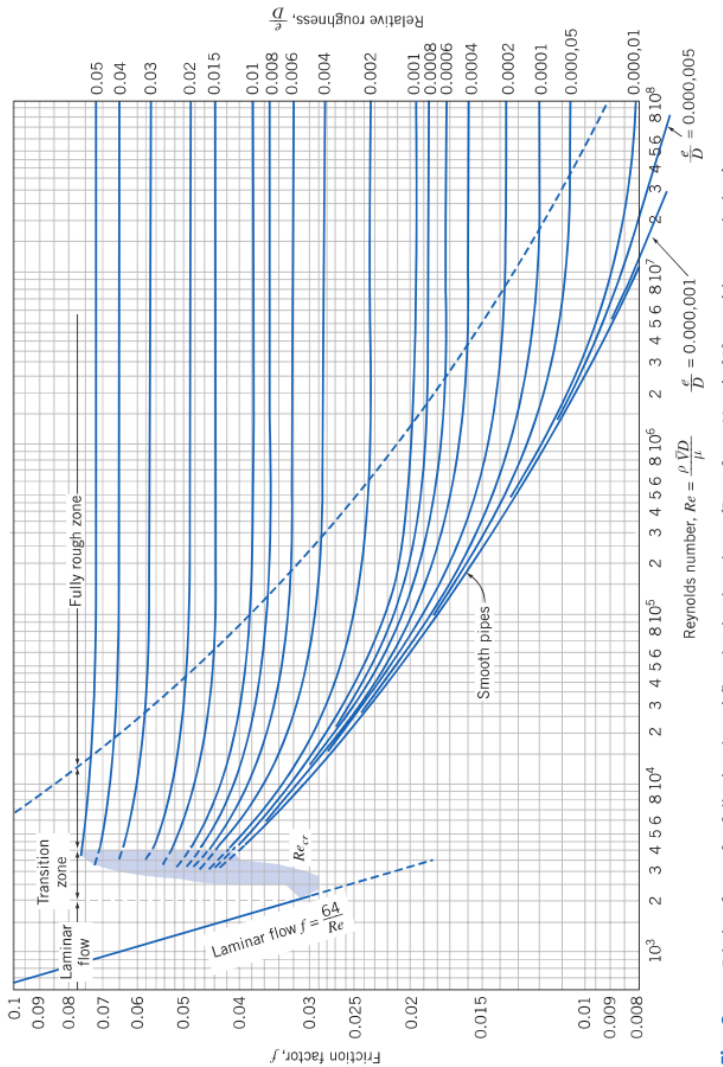
(Sumber: Richard E.Sonntag, Claus Borgnakke, *Fundamental Of Thermodynamics 6th Edition*)

Lampiran 3: LANJUTAN TABEL KONVERSI

Specific kinetic energy ($\frac{1}{2} V^2$)	
1 m ² /s ² = 0.001 kJ/kg	1 ft ² /s ² = 3.9941×10^{-5} Btu/lbm
1 kJ/kg = 1000 m ² /s ²	1 Btu/lbm = 25037 ft ² /s ²
Specific potential energy (Zg)	
1 m-g _{std} = 9.80665×10^{-3} kJ/kg	1 ft-g _{std} = 1.0 lbf-ft/lbm
= 4.21607×10^{-3} Btu/lbm	= 0.001285 Btu/lbm
	= 0.002989 kJ/kg
Specific volume (v)	
1 cm ³ /g = 0.001 m ³ /kg	
1 cm ³ /g = 1 L/kg	
1 m ³ /kg = 16.01846 ft ³ /lbm	1 ft ³ /lbm = 0.062 428 m ³ /kg
Temperature (T)	
1 K = 1°C = 1.8 R = 1.8 F	1 R = (5/9) K
TC = TK - 273.15	TF = TR - 459.67
= (TF - 32)/1.8	= 1.8 TC + 32
TK = TR/1.8	TR = 1.8 TK
Universal Gas Constant	
$\bar{R} = N_0 k = 8.31451$ kJ/kmol-K	$\bar{R} = 1.98589$ Btu/lbmol-R
= 1.98589 kcal/kmol-K	= 1545.36 lbf-ft/lbmol-R
= 82.0578 atm-L/kmol-K	= 0.73024 atm-ft ³ /lbmol-R
	= 10.7317 (lbf/in. ²)-ft ³ /lbmol-R
Velocity (V)	
1 m/s = 3.6 km/h	1 ft/s = 0.681818 mi/h
= 3.28084 ft/s	= 0.3048 m/s
= 2.23694 mi/h	= 1.09728 km/h
1 km/h = 0.27778 m/s	1 mi/h = 1.46667 ft/s
= 0.91134 ft/s	= 0.44704 m/s
= 0.62137 mi/h	= 1.609344 km/h
Volume (V)	
1 m ³ = 35.3147 ft ³	1 ft ³ = $2.831\,685 \times 10^{-2}$ m ³
1 L = 1 dm ³ = 0.001 m ³	1 in. ³ = 1.6387×10^{-5} m ³
1 Gal (US) = 3.785 412 L	1 Gal (UK) = 4.546 090 L
= $3.785\,412 \times 10^{-3}$ m ³	1 Gal (US) = 231.00 in. ³

(Sumber: Richard E.Sonntag, Claus Borgnakke, *Fundamental Of Thermodynamics 6th Edition*)

Lampiran 4: DIAGRAM MOODY



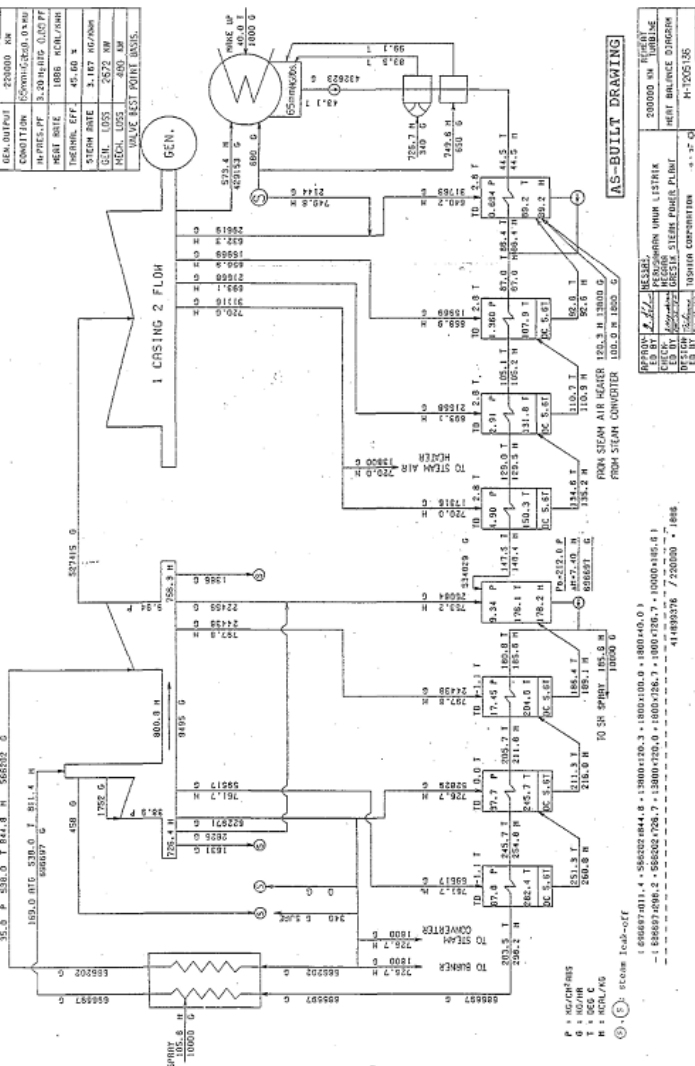
(Sumber: Philip J.Pritchard, Fox and Mc Donalds Introduction To Fluid Mechanics 8th Edition)

Lampiran 5: Tabel Kekasaran Material Pipa

Pipe	Roughness, e	
	Feet	Millimeters
Riveted steel	0.003–0.03	0.9–9
Concrete	0.001–0.01	0.3–3
Wood stave	0.0006–0.003	0.2–0.9
Cast iron	0.00085	0.26
Galvanized iron	0.0005	0.15
Asphalted cast iron	0.0004	0.12
Commercial steel or wrought iron	0.00015	0.046
Drawn tubing	0.000005	0.0015

*(Sumber: Philip J.Pritchard, Fox and Mc Donalds Introduction
To Fluid Mechanics 8th Edition)*

MAXIMUM LOAD	
LOAD	110% LOAD
GEAR OUTFLOW	220000 KW
COMBUSTION	650000-675000 KW
WATER PUMP	3.20 MW @ 0.00 PF
HEAT RATE	1086 KCAL/KWH
TERMINAL EFF.	45.60 %
STEAM RATE	3.167 T/HOUR
GEN. LOSS	2572 KW
MECH. LOSS	490 KW
VALVE BEST POINT BASIS.	



136

Lampiran 7: TABEL SATURATED WATER

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Specific Volume, m ³ /kg			Internal Energy, kJ/kg		
		Sat. Liquid v_f	Evap. v_{fg}	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Evap. u_{fg}	Sat. Vapor u_g
0.01	0.6113	0.001000	206.131	206.132	0	2375.33	2375.33
5	0.8721	0.001000	147.117	147.118	20.97	2361.27	2382.24
10	1.2276	0.001000	106.376	106.377	41.99	2347.16	2389.15
15	1.705	0.001001	77.924	77.925	62.98	2333.06	2396.04
20	2.339	0.001002	57.7887	57.7897	83.94	2318.98	2402.91
25	3.169	0.001003	43.3583	43.3593	104.86	2304.90	2409.76
30	4.246	0.001004	32.8922	32.8932	125.77	2290.81	2416.58
35	5.628	0.001006	25.2148	25.2158	146.65	2276.71	2423.36
40	7.384	0.001008	19.5219	19.5229	167.53	2262.57	2430.11
45	9.593	0.001010	15.2571	15.2581	188.41	2248.40	2436.81
50	12.350	0.001012	12.0308	12.0318	209.30	2234.17	2443.47
55	15.758	0.001015	9.56734	9.56835	230.19	2219.89	2450.08
60	19.941	0.001017	7.66969	7.67071	251.09	2205.54	2456.63
65	25.03	0.001020	6.19554	6.19656	272.00	2191.12	2463.12
70	31.19	0.001023	5.04114	5.04217	292.93	2176.62	2469.55
75	38.58	0.001026	4.13021	4.13123	313.87	2162.03	2475.91
80	47.39	0.001029	3.40612	3.40715	334.84	2147.36	2482.19
85	57.83	0.001032	2.82654	2.82757	355.82	2132.58	2488.40
90	70.14	0.001036	2.35953	2.36056	376.82	2117.70	2494.52
95	84.55	0.001040	1.98082	1.98186	397.86	2102.70	2500.56
100	101.3	0.001044	1.67185	1.67290	418.91	2087.58	2506.50
105	120.8	0.001047	1.41831	1.41936	440.00	2072.34	2512.34
110	143.3	0.001052	1.20909	1.21014	461.12	2056.96	2518.09
115	169.1	0.001056	1.03552	1.03658	482.28	2041.44	2523.72
120	198.5	0.001060	0.89080	0.89186	503.48	2025.76	2529.24
125	232.1	0.001065	0.76953	0.77059	524.72	2009.91	2534.63
130	270.1	0.001070	0.66744	0.66850	546.00	1993.90	2539.90
135	313.0	0.001075	0.58110	0.58217	567.34	1977.69	2545.03
140	361.3	0.001080	0.50777	0.50885	588.72	1961.30	2550.02
145	415.4	0.001085	0.44524	0.44632	610.16	1944.69	2554.86
150	475.9	0.001090	0.39169	0.39278	631.66	1927.87	2559.54
155	543.1	0.001096	0.34566	0.34676	653.23	1910.82	2564.04
160	617.8	0.001102	0.30596	0.30706	674.85	1893.52	2568.37
165	700.5	0.001108	0.27158	0.27269	696.55	1875.97	2572.51
170	791.7	0.001114	0.24171	0.24283	718.31	1858.14	2576.46
175	892.0	0.001121	0.21568	0.21680	740.16	1840.03	2580.19
180	1002.2	0.001127	0.19292	0.19405	762.08	1821.62	2583.70
185	1122.7	0.001134	0.17295	0.17409	784.08	1802.90	2586.98
190	1254.4	0.001141	0.15539	0.15654	806.17	1783.84	2590.01

(Sumber: Richard E. Sonntag, Claus Borgnakke, *Fundamental Of Thermodynamics 7th Edition*)



































Lampiran 8: LANJUTAN TABEL SATURATED WATER

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Specific Volume, m ³ /kg			Internal Energy, kJ/kg		
		Sat. Liquid v_f	Evap. v_{fg}	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Evap. u_{fg}	Sat. Vapor u_g
195	1397.8	0.001149	0.13990	0.14105	828.36	1764.43	2592.79
200	1553.8	0.001156	0.12620	0.12736	850.64	1744.66	2595.29
205	1723.0	0.001164	0.11405	0.11521	873.02	1724.49	2597.52
210	1906.3	0.001173	0.10324	0.10441	895.51	1703.93	2599.44
215	2104.2	0.001181	0.09361	0.09479	918.12	1682.94	2601.06
220	2317.8	0.001190	0.08500	0.08619	940.85	1661.49	2602.35
225	2547.7	0.001199	0.07729	0.07849	963.72	1639.58	2603.30
230	2794.9	0.001209	0.07037	0.07158	986.72	1617.17	2603.89
235	3060.1	0.001219	0.06415	0.06536	1009.88	1594.24	2604.11
240	3344.2	0.001229	0.05853	0.05976	1033.19	1570.75	2603.95
245	3648.2	0.001240	0.05346	0.05470	1056.69	1546.68	2603.37
250	3973.0	0.001251	0.04887	0.05013	1080.37	1522.00	2602.37
255	4319.5	0.001263	0.04471	0.04598	1104.26	1496.66	2600.93
260	4688.6	0.001276	0.04093	0.04220	1128.37	1470.64	2599.01
265	5081.3	0.001289	0.03748	0.03877	1152.72	1443.87	2596.60
270	5498.7	0.001302	0.03434	0.03564	1177.33	1416.33	2593.66
275	5941.8	0.001317	0.03147	0.03279	1202.23	1387.94	2590.17
280	6411.7	0.001332	0.02884	0.03017	1227.43	1358.66	2586.09
285	6909.4	0.001348	0.02642	0.02777	1252.98	1328.41	2581.38
290	7436.0	0.001366	0.02420	0.02557	1278.89	1297.11	2575.99
295	7992.8	0.001384	0.02216	0.02354	1305.21	1264.67	2569.87
300	8581.0	0.001404	0.02027	0.02167	1331.97	1230.99	2562.96
305	9201.8	0.001425	0.01852	0.01995	1359.22	1195.94	2555.16
310	9856.6	0.001447	0.01690	0.01835	1387.03	1159.37	2546.40
315	10547	0.001472	0.01539	0.01687	1415.44	1121.11	2536.55
320	11274	0.001499	0.01399	0.01549	1444.55	1080.93	2525.48
325	12040	0.001528	0.01267	0.01420	1474.44	1038.57	2513.01
330	12845	0.001561	0.01144	0.01300	1505.24	993.66	2498.91
335	13694	0.001597	0.01027	0.01186	1537.11	945.77	2482.88
340	14586	0.001638	0.00916	0.01080	1570.26	894.26	2464.53
345	15525	0.001685	0.00810	0.00978	1605.01	838.29	2443.30
350	16514	0.001740	0.00707	0.00881	1641.81	776.58	2418.39
355	17554	0.001807	0.00607	0.00787	1681.41	707.11	2388.52
360	18651	0.001892	0.00505	0.00694	1725.19	626.29	2351.47
365	19807	0.002011	0.00398	0.00599	1776.13	526.54	2302.67
370	21028	0.002213	0.00271	0.00493	1843.84	384.69	2228.53
374.1	22089	0.003155	0	0.00315	2029.58	0	2029.58

(Sumber: Richard E.Sonntag, Claus Borgnakke, *Fundamental Of Thermodynamics 7th Edition*)

Lampiran 9: TABEL NILAI *FITTING DAN ACCESSORIES*



































- Harga Fitting Untuk Diameter Nominal Pipa = 5 inch

Symbol 	Type 	Metric 	Imperial 	Description 	K 
	SB	125 mm	5"	Standard Bend	0,4900
	LB	125 mm	5"	Long bend	0,2600
	PB	125 mm	5"	Pipe bend	0,1900
	E45	125 mm	5"	Elbow 45 °	0,2500
	RB	125 mm	5"	Return bend	0,8100
	MB45	125 mm	5"	Mitre bend 45°	0,2500
	MB90	125 mm	5"	Mitre bend 90°	0,9600
	Gate	125 mm	5"	Gate Valve	0,1300
	Globe	125 mm	5"	Globe Valve	5,5000
	Angle	125 mm	5"	Globe Valve Angled	2,4000
	Plug	125 mm	5"	Plug Valve Straightway	0,2900
	Bfly	125 mm	5"	Butterfly Valve	0,7300
	BallFB	125 mm	5"	Ball Valve Full Bore	0,0500
	BallRB	125 mm	5"	Ball Valve Reduced Bore	0,9300
	LiftCh	125 mm	5"	Lift Check Valve	9,6000
	AngCh	125 mm	5"	Lift Check Angled	0,8300
	ChSw	125 mm	5"	Check Swing Valve	1,9300
	TiltCh	125 mm	5"	Tilting Disk Check	1,9000
	ChWaf	125 mm	5"	Wafer Check Valve	2,8000
	Foot	125 mm	5"	Foot Valve with Strainer	6,3000
	Hinged	125 mm	5"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,2000
	St	125 mm	5"	Strainer	1,0000
	TT	125 mm	5"	Through Tee	0,3200
	BT	125 mm	5"	Branch Tee	0,9700
	ExitCon	125 mm	5"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	125 mm	5"	Open pipe Exit	1,0000
	EntProj	125 mm	5"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	125 mm	5"	Pipe Entry Sharp Edged	0,5000

(Sumber: Software Pipe Flow Expert v5.12)

Lampiran 10: TABEL NILAI *FITTING DAN ACCESSORIES*



































- Harga Fitting Untuk Diameter Nominal Pipa = 6 inch

Symbol 	Type 	Metric 	Imperial 	Description 	K 
	SB	150 mm	6"	Standard Bend	0,4500
	LB	150 mm	6"	Long bend	0,2400
	PB	150 mm	6"	Pipe bend	0,1800
	E45	150 mm	6"	Elbow 45°	0,2400
	RB	150 mm	6"	Return bend	0,7500
	MB45	150 mm	6"	Mitre bend 45°	0,2300
	MB90	150 mm	6"	Mitre bend 90°	0,9000
	Gate	150 mm	6"	Gate Valve	0,1200
	Globe	150 mm	6"	Globe Valve	5,1000
	Angle	150 mm	6"	Globe Valve Angled	2,2500
	Plug	150 mm	6"	Plug Valve Straightway	0,2700
	Bfly	150 mm	6"	Butterfly Valve	0,6800
	BallFB	150 mm	6"	Ball Valve Full Bore	0,0500
	BallRB	150 mm	6"	Ball Valve Reduced Bore	0,8500
	LiftCh	150 mm	6"	Lift Check Valve	9,0000
	AngCh	150 mm	6"	Lift Check Angled	0,8300
	ChSw	150 mm	6"	Check Swing Valve	1,8500
	TiltCh	150 mm	6"	Tilting Disk Check	1,8000
	ChWaf	150 mm	6"	Wafer Check Valve	2,3300
	Foot	150 mm	6"	Foot Valve with Strainer	6,3000
	Hinged	150 mm	6"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,1000
	St	150 mm	6"	Strainer	1,0000
	TT	150 mm	6"	Through Tee	0,3000
	BT	150 mm	6"	Branch Tee	0,9000
	ExitCon	150 mm	6"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	150 mm	6"	Open pipe Exit	1,0000
	EntProj	150 mm	6"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	150 mm	6"	Pipe Entry Sharp Edged	0,5000

(Sumber: Software Pipe Flow Expert v5.12)

Lampiran 11: TABEL NILAI *FITTING DAN ACCESSORIES*

































- Harga Fitting Untuk Diameter Nominal Pipa = 8 inch

Symbol 	Type 	Metric 	Imperial 	Description 	K 
	SB	200 mm	8"	Standard Bend	0,4200
	LB	200 mm	8"	Long bend	0,2200
	PB	200 mm	8"	Pipe bend	0,1700
	E45	200 mm	8"	Elbow 45°	0,2200
	RB	200 mm	8"	Return bend	0,7000
	MB45	200 mm	8"	Mitre bend 45°	0,2100
	MB90	200 mm	8"	Mitre bend 90°	0,8400
	Gate	200 mm	8"	Gate Valve	0,1100
	Globe	200 mm	8"	Globe Valve	4,8000
	Angle	200 mm	8"	Globe Valve Angled	2,1000
	Plug	200 mm	8"	Plug Valve Straightway	0,2500
	Bfly	200 mm	8"	Butterfly Valve	0,6300
	BallFB	200 mm	8"	Ball Valve Full Bore	0,0400
	BallRB	200 mm	8"	Ball Valve Reduced Bore	0,7000
	LiftCh	200 mm	8"	Lift Check Valve	8,4000
	AngCh	200 mm	8"	Lift Check Angled	0,7700
	ChSw	200 mm	8"	Check Swing Valve	1,6500
	TiltCh	200 mm	8"	Tilting Disk Check	1,7000
	ChWaf	200 mm	8"	Wafer Check Valve	1,7000
	Foot	200 mm	8"	Foot Valve with Strainer	5,9000
	Hinged	200 mm	8"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,1000
	St	200 mm	8"	Strainer	1,0000
	TT	200 mm	8"	Through Tee	0,2800
	BT	200 mm	8"	Branch Tee	0,8400
	ExitCon	200 mm	8"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	200 mm	8"	Open pipe Exit	1,0000
	EntProj	200 mm	8"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	200 mm	8"	Pipe Entry Sharp Edged	0,5000

(Sumber: Software Pipe Flow Expert v5.12)

Lampiran 12: TABEL NILAI *FITTING DAN ACCESSORIES*

































- Harga Fitting Untuk Diameter Nominal Pipa = 10 inch

Symbol 	Type 	Metric 	Imperial 	Description 	K 
	SB	250 mm	10"	Standard Bend	0,4200
	LB	250 mm	10"	Long bend	0,2200
	PB	250 mm	10"	Pipe bend	0,1600
	E45	250 mm	10"	Elbow 45 °	0,2200
	RB	250 mm	10"	Return bend	0,7000
	MB45	250 mm	10"	Mitre bend 45°	0,2100
	MB90	250 mm	10"	Mitre bend 90°	0,8400
	Gate	250 mm	10"	Gate Valve	0,1100
	Globe	250 mm	10"	Globe Valve	4,8000
	Angle	250 mm	10"	Globe Valve Angled	2,1000
	Plug	250 mm	10"	Plug Valve Straightway	0,2500
	Bfly	250 mm	10"	Butterfly Valve	0,6300
	LiftCh	250 mm	10"	Lift Check Valve	8,4000
	AngCh	250 mm	10"	Lift Check Angled	0,7700
	ChSw	250 mm	10"	Check Swing Valve	1,5500
	TiltCh	250 mm	10"	Tilting Disk Check	1,7000
	ChWaf	250 mm	10"	Wafer Check Valve	1,3300
	Foot	250 mm	10"	Foot Valve with Strainer	5,9000
	Hinged	250 mm	10"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,1000
	St	250 mm	10"	Strainer	1,0000
	TT	250 mm	10"	Through Tee	0,2800
	BT	250 mm	10"	Branch Tee	0,8400
	ExitCon	250 mm	10"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	250 mm	10"	Open pipe Exit	1,0000
	EntProj	250 mm	10"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	250 mm	10"	Pipe Entry Sharp Edged	0,5000

(Sumber: Software Pipe Flow Expert v5.12)

Lampiran 13: TABEL NILAI *FITTING DAN ACCESSORIES*

































- Harga Fitting Untuk Diameter Nominal Pipa = 18 inch

Symbol 	Type 	Metric 	Imperial 	Description 	K 
	SB	450 mm	18"	Standard Bend	0,3600
	LB	450 mm	18"	Long bend	0,1900
	PB	450 mm	18"	Pipe bend	0,1700
	E45	450 mm	18"	Elbow 45 °	0,1900
	RB	450 mm	18"	Return bend	0,6000
	MB45	450 mm	18"	Mitre bend 45°	0,1800
	MB90	450 mm	18"	Mitre bend 90°	0,7200
	Gate	450 mm	18"	Gate Valve	0,1000
	Globe	450 mm	18"	Globe Valve	4,1000
	Angle	450 mm	18"	Globe Valve Angled	1,8000
	Plug	450 mm	18"	Plug Valve Straightway	0,2200
	Bfly	450 mm	18"	Butterfly Valve	0,3000
	LiftCh	450 mm	18"	Lift Check Valve	7,2000
	AngCh	450 mm	18"	Lift Check Angled	0,6600
	ChSw	450 mm	18"	Check Swing Valve	1,2000
	TiltCh	450 mm	18"	Tilting Disk Check	0,7200
	ChWaf	450 mm	18"	Wafer Check Valve	1,2000
	Foot	450 mm	18"	Foot Valve with Strainer	5,0000
	Hinged	450 mm	18"	Hinged Foot Valve with Strainer	0,9000
	St	450 mm	18"	Strainer	1,0000
	TT	450 mm	18"	Through Tee	0,2800
	BT	450 mm	18"	Branch Tee	0,7200
	ExitCon	450 mm	18"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	450 mm	18"	Open pipe Exit	1,0000
	EntProj	450 mm	18"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	450 mm	18"	Pipe Entry Sharp Edged	0,5000

(Sumber: Software Pipe Flow Expert v5.12)

Lampiran 14: TABEL NILAI *FITTING DAN ACCESSORIES*

- Harga Fitting Untuk Diameter Nominal Pipa = 24 inch

Symbol 	Type 	Metric 	Imperial 	Description 	K 
	SB	600 mm	24"	Standard Bend	0,3600
	LB	600 mm	24"	Long bend	0,1900
	PB	600 mm	24"	Pipe bend	0,1700
	E45	600 mm	24"	Elbow 45 °	0,1900
	RB	600 mm	24"	Return bend	0,6000
	MB45	600 mm	24"	Mitre bend 45°	0,1800
	MB90	600 mm	24"	Mitre bend 90°	0,7200
	Gate	600 mm	24"	Gate Valve	0,1000
	Globe	600 mm	24"	Globe Valve	4,1000
	Angle	600 mm	24"	Globe Valve Angled	1,8000
	Plug	600 mm	24"	Plug Valve Straightway	0,2200
	Bfly	600 mm	24"	Butterfly Valve	0,3000
	LiftCh	600 mm	24"	Lift Check Valve	7,2000
	AngCh	600 mm	24"	Lift Check Angled	0,6600
	ChSw	600 mm	24"	Check Swing Valve	1,2000
	TiltCh	600 mm	24"	Tilting Disk Check	0,7200
	ChWaf	600 mm	24"	Wafer Check Valve	1,2000
	Foot	600 mm	24"	Foot Valve with Strainer	5,0000
	Hinged	600 mm	24"	Hinged Foot Valve with Strainer	0,9000
	St	600 mm	24"	Strainer	1,0000
	TT	600 mm	24"	Through Tee	0,2800
	BT	600 mm	24"	Branch Tee	0,7200
	ExitCon	600 mm	24"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	600 mm	24"	Open pipe Exit	1,0000
	EntProj	600 mm	24"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	600 mm	24"	Pipe Entry Sharp Edged	0,5000

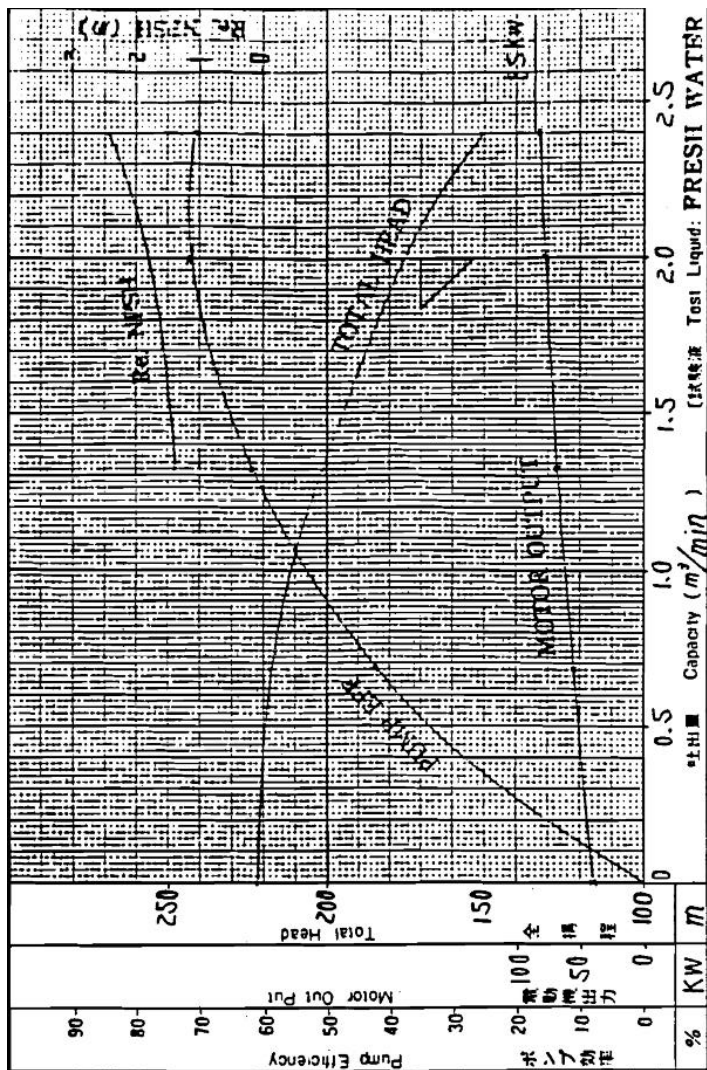
(Sumber: Software Pipe Flow Expert v5.12)

Lampiran 15: DATA POMPA

Name	DRAIN PUMP	
No. required	1x2 Units	
Type	TSM-7	
Suc. bore	150 mm	
Dis. bore	150 mm	
No. of stage	7	
Capacity	2 m ³ /min	
Total head	175 m	
Speed	ss 1500 rpm	
Liquid	CONDENSATE WATER, DEMINERALIZED WATER	
Re.NPSH	2.1 m	
Liquid temp.	87.3°C Max. 89.2°C	
Materials of main parts	JIS SYMBOL	
CASING	CAST IRON	FC25
SHAFT	CARBON STEEL	S35C
IMPELLER	PHOSPHOR BRONZE CASTINGS	PBC2
DISCHARGE CASING	CAST IRON	FCD45

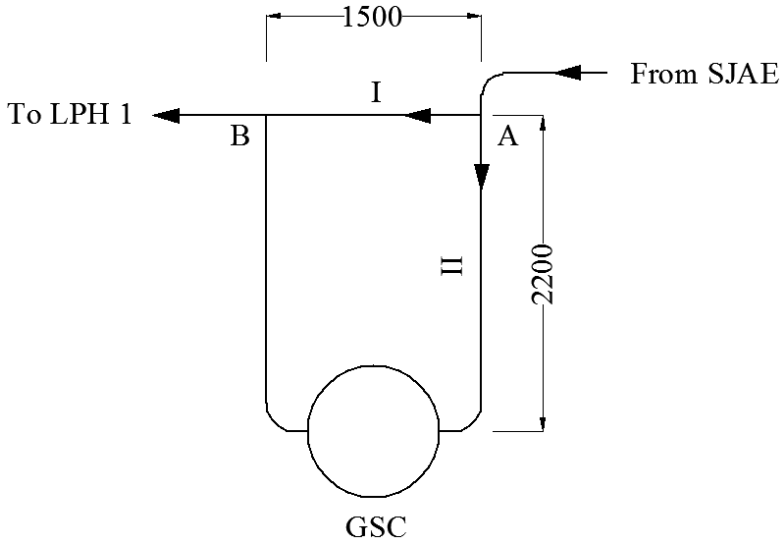
(Sumber: Equipment Maintenance Manual unit 3&4 PT PJB UP Gresik)

Lampiran 16: KURVA KARAKTERISTIK POMPA



(Sumber: Equipment Maintenance Manual unit 3&4 PT PJB UP Gresik)

Lampiran 17: PERHITUNGAN PIPA PARALEL



Persamaan Energi dari A ke B Melalui Cabang I

$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{\bar{v}_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_B}{\gamma} + \frac{\bar{v}_B^2}{2g} + Z_B + \sum H_{LT I}$$

Persamaan Energi dari A ke B Melalui Cabang II

$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{\bar{v}_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_B}{\gamma} + \frac{\bar{v}_B^2}{2g} + Z_B + \sum H_{LT II}$$

Dari Persamaan diatas di dapat:

$$\sum H_{LT I} = \sum H_{LT II}$$

$$Q_0 = Q_I + Q_{II}$$

Diketahui:

$$Q_0 = 0,1213 \frac{m^3}{s}$$

$$D_I = 0,254508 \text{ m}$$

$$D_{II} = 0,2027174 \text{ m}$$

$$v = 6,1682 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

Misal,

$$Q_I = 0,08 \frac{m^3}{s}$$

Maka:

$$\bar{v}_I = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D_I^2} = \frac{4 \times 0,08}{\pi \times 0,0254508^2} = 1,57 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{\bar{v}_I \times D_I}{\nu} = \frac{1,57 \times 0,254508}{6,1682 \times 10^{-7}} = 6,47802 \times 10^5$$

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046}{254,508} = 0,00022$$

Misal, $f_1 = 0,0153$

$$\sum H_{LTI} = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}_I^2}{2g} = 0,0153 \frac{1,5}{0,254508} \frac{1,57^2}{2 \times 9,81} = 0,01133 m$$

Misal, $f_{II} = 0,016$

$$\bar{v}_{II} = \sqrt{\frac{D_{II} \times 2gx \sum H_{LTI}}{f_{II} \times L_{II}}} = \sqrt{\frac{0,2027174 \times 2 \times 9,81 \times 0,01133}{0,016 \times 7,427}}$$

$$= 0,614 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{\bar{v}_{II} \times D_{II}}{\nu} = \frac{0,614 \times 0,2027174}{6,1682 \times 10^{-7}} = 1,97189 \times 10^5$$

Check f_{II} dari Re

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046}{202,7174} = 0,00023$$

Sehingga di dapat $f_{II} = 0,017323$

$$Q_{II} = A_{II} \times \bar{v}_{II} = \frac{1}{4} \pi D_{II}^2 \times 0,614 = 0,01936 \frac{m^3}{s}$$

Maka,

$$Q_0 = Q_I + Q_{II} = 0,08 + 0,01936 = 0,09936$$

$$Q_I = \frac{0,08}{0,09936} \times 0,1213 = 0,0977 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_{II} = \frac{0,01936}{0,09936} \times 0,1213 = 0,0236 \frac{m^3}{s}$$

Dihitung Ulang untuk $\Sigma H_{LT I}$ & $\Sigma H_{LT II}$

$$\bar{v}_I = \frac{4Q_I}{\pi D_I^2} = \frac{4 \times 0,0977}{\pi 0,254508^2} = 1,92 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{\bar{v}_I \times D_I}{\nu} = \frac{1,92 \times 0,254508}{6,1682 \times 10^{-7}} = 7,92217 \times 10^5$$

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046}{254,508} = 0,00022$$

Sehingga di dapat $f_I = 0,015097$

$$\sum H_{LT I} = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}_I^2}{2g} = 0,015097 \frac{1,5}{0,254508} \frac{1,92^2}{2 \times 9,81} = 0,0167 \text{ m}$$

$$\bar{v}_{II} = \frac{4Q_{II}}{\pi D_{II}^2} = \frac{4 \times 0,0236}{\pi 0,2027174^2} = 0,731 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{\bar{v}_{II} \times D_{II}}{\nu} = \frac{0,731 \times 0,2027174}{6,1682 \times 10^{-7}} = 2,40242 \times 10^5$$

$$\frac{e}{D} = \frac{0,046}{202,7174} = 0,00023$$

Sehingga di dapat $f_{II} = 0,0169$

$$\sum H_{LT II} = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}_{II}^2}{2g} = 0,0169 \frac{7,427}{0,2027174} \frac{0,731^2}{2 \times 9,81} = 0,0168 \text{ m}$$

$$\sum H_{LT} = \frac{\sum H_{LT I} + \sum H_{LT II}}{2} = \frac{0,0167 + 0,0168}{2} = 0,01675 \text{ m}$$

Jadi Q_I & Q_{II} yang benar adalah:

$$\bar{v}_I = \sqrt{\frac{D_I \times 2gx \sum H_{LT}}{f_I \times L_I}} = \sqrt{\frac{0,254508 \times 2 \times 9,81 \times 0,01675}{0,015097 \times 1,5}} = 1,92 \frac{m}{s}$$

$$Q_I = A_I \times \bar{v}_I = \frac{1}{4} \pi D_I^2 \times 1,92 = \mathbf{0,0977 \frac{m^3}{s}}$$

$$\begin{aligned} \bar{v}_{II} &= \sqrt{\frac{D_{II} \times 2gx \sum H_{LT II}}{f_{II} \times L_{II}}} = \sqrt{\frac{0,2027174 \times 2 \times 9,81 \times 0,01675}{0,0169 \times 7,427}} \\ &= 0,7285 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

$$Q_{II} = A_{II} \times \bar{v}_{II} = \frac{1}{4} \pi D_{II}^2 \times 0,7285 = \mathbf{0,0236 \frac{m^3}{s}}$$

$$\begin{aligned} Q_0 &= Q_I + Q_{II} \\ 0,1213 &= 0,0977 + 0,0236 \\ 0,1213 &= 0,1213 \\ \mathbf{SAMA} \end{aligned}$$

Lampiran 18: TABEL *CARBON STEEL PIPE SCHEDULE*

Nominal Pipe Size	DN	Outside Diameter	Schedule	Wall Thickness	Wall Thickness less Mill Tolerance	Inside Diameter	Inside Diameter	Flow Area	Flow Area	Metal Area
in	mm	in		in	in	in	ft	in ²	ft ²	in ²
1/8	6	0.405	10S	0.049	0.043	0.307	0.026	0.074	0.00051	0.055
			40/Std	0.068	0.060	0.269	0.022	0.057	0.00039	0.072
			80/XS	0.095	0.083	0.215	0.018	0.036	0.00025	0.093
1/4	8	0.540	10S	0.065	0.057	0.410	0.034	0.132	0.00092	0.097
			40/Std	0.088	0.077	0.364	0.030	0.104	0.00072	0.125
			80/XS	0.119	0.104	0.302	0.025	0.072	0.00050	0.157
3/8	10	0.675	10S	0.065	0.057	0.545	0.045	0.233	0.00162	0.125
			40/Std	0.091	0.080	0.493	0.041	0.191	0.00133	0.167
			80/XS	0.126	0.110	0.423	0.035	0.141	0.00098	0.217
1/2	15	0.840	5S	0.065	0.057	0.710	0.059	0.396	0.00275	0.158
			10S	0.083	0.073	0.674	0.056	0.357	0.00248	0.197
			40/Std	0.109	0.095	0.622	0.052	0.304	0.00211	0.250
			80/XS	0.147	0.129	0.546	0.046	0.234	0.00163	0.320
			160	0.188	0.165	0.464	0.039	0.169	0.00117	0.385
			XXS	0.294	0.257	0.252	0.021	0.050	0.00035	0.504
3/4	20	1.050	5S	0.065	0.057	0.920	0.077	0.665	0.00462	0.201
			10S	0.083	0.073	0.884	0.074	0.614	0.00426	0.252
			40/Std	0.113	0.099	0.824	0.069	0.533	0.00370	0.333
			80/XS	0.154	0.135	0.742	0.062	0.432	0.00300	0.433
			160	0.219	0.192	0.612	0.051	0.294	0.00204	0.572
			XXS	0.308	0.270	0.434	0.036	0.148	0.00103	0.718
1	25	1.315	5S	0.065	0.057	1.185	0.099	1.103	0.00766	0.255
			10S	0.109	0.095	1.097	0.091	0.945	0.00656	0.413
			40/Std	0.133	0.116	1.049	0.087	0.864	0.00600	0.494
			80/XS	0.179	0.157	0.957	0.080	0.719	0.00500	0.639
			160	0.250	0.219	0.815	0.068	0.522	0.00362	0.836
			XXS	0.358	0.313	0.599	0.050	0.282	0.00196	1.076
1 1/4	32	1.660	5S	0.065	0.057	1.530	0.128	1.839	0.01277	0.326
			10S	0.109	0.095	1.442	0.120	1.633	0.01134	0.531
			40/Std	0.140	0.123	1.380	0.115	1.496	0.01039	0.669
			80/XS	0.191	0.167	1.278	0.107	1.283	0.00891	0.881
			160	0.250	0.219	1.160	0.097	1.057	0.00734	1.107
			XXS	0.382	0.334	0.896	0.075	0.631	0.00438	1.534
1 1/2	40	1.900	5S	0.065	0.057	1.770	0.148	2.461	0.01709	0.375
			10S	0.109	0.095	1.682	0.140	2.222	0.01543	0.613
			40/Std	0.145	0.127	1.610	0.134	2.036	0.01414	0.799
			80/XS	0.200	0.175	1.500	0.125	1.767	0.01227	1.068
			160	0.281	0.246	1.338	0.112	1.406	0.00976	1.429
			XXS	0.400	0.350	1.100	0.092	0.950	0.00660	1.885
2	50	2.375	5S	0.065	0.057	2.245	0.187	3.958	0.02749	0.472
			10S	0.109	0.095	2.157	0.180	3.654	0.02538	0.776
			40/Std	0.154	0.135	2.067	0.172	3.356	0.02330	1.075
			80/XS	0.218	0.191	1.939	0.162	2.953	0.02051	1.477
			160	0.344	0.301	1.687	0.141	2.235	0.01552	2.195

(Sumber: Silowash Brian, *Piping System Manual*.2010)

Lampiran 19: LANJUTAN TABEL *CARBON STEEL PIPE SCHEDULE*

Nominal Pipe Size	DN	Outside Diameter	Schedule	Wall Thickness	Wall Thickness less Mill Tolerance	Inside Diameter	Inside Diameter	Flow Area	Flow Area	Metal Area
in	mm	in		in	in	in	ft	in ²	ft ²	in ²
2 1/2	65	2.875	XXS	0.436	0.382	1.503	0.125	1.774	0.01232	2.656
			5S	0.083	0.073	2.709	0.226	5.764	0.04003	0.728
			10S	0.120	0.105	2.635	0.220	5.453	0.03787	1.039
			40/Std	0.203	0.178	2.469	0.206	4.788	0.03325	1.704
			80/XS	0.276	0.242	2.323	0.194	4.238	0.02943	2.254
3	80	3.500	160	0.375	0.328	2.125	0.177	3.547	0.02463	2.945
			XXS	0.552	0.483	1.771	0.148	2.463	0.01711	4.028
			5S	0.083	0.073	3.334	0.278	8.730	0.06063	0.891
			10S	0.120	0.105	3.260	0.272	8.347	0.05796	1.274
			40/Std	0.216	0.189	3.068	0.256	7.393	0.05134	2.228
3 1/2	90	4.000	80/XS	0.300	0.263	2.900	0.242	6.605	0.04587	3.016
			160	0.438	0.383	2.624	0.219	5.408	0.03755	4.213
			XXS	0.600	0.525	2.300	0.192	4.155	0.02885	5.466
			5S	0.083	0.073	3.834	0.320	11.545	0.08017	1.021
			10S	0.120	0.105	3.760	0.313	11.104	0.07711	1.463
4	100	4.500	40/Std	0.226	0.198	3.548	0.296	9.887	0.06866	2.680
			80/XS	0.318	0.278	3.364	0.280	8.888	0.06172	3.678
			5S	0.083	0.073	4.334	0.361	14.753	0.10245	1.152
			10S	0.120	0.105	4.260	0.355	14.253	0.09898	1.651
			40/Std	0.237	0.207	4.026	0.336	12.730	0.08840	3.174
5	125	5.563	80/XS	0.337	0.295	3.826	0.319	11.497	0.07984	4.407
			120	0.438	0.383	3.624	0.302	10.315	0.07163	5.589
			160	0.531	0.465	3.438	0.287	9.283	0.06447	6.621
			XXS	0.674	0.590	3.152	0.263	7.803	0.05419	8.101
			5S	0.109	0.095	5.345	0.445	22.438	0.15582	1.868
6	150	6.625	10S	0.134	0.117	5.295	0.441	22.020	0.15292	2.285
			40/Std	0.258	0.226	5.047	0.421	20.006	0.13893	4.300
			80/XS	0.375	0.328	4.813	0.401	18.194	0.12635	6.112
			120	0.500	0.438	4.563	0.380	16.353	0.11356	7.953
			160	0.627	0.549	4.309	0.359	14.583	0.10127	9.723
8	200	8.625	XXS	0.750	0.656	4.063	0.339	12.965	0.09004	11.340
			5S	0.109	0.095	6.407	0.534	32.240	0.22389	2.231
			10S	0.134	0.117	6.357	0.530	31.739	0.22041	2.733
			40/Std	0.280	0.245	6.065	0.505	28.890	0.20063	5.581
			80/XS	0.432	0.378	5.761	0.480	26.067	0.18102	8.405
			120	0.562	0.492	5.501	0.458	23.767	0.16505	10.705
			160	0.719	0.629	5.187	0.432	21.131	0.14674	13.340
			XXS	0.864	0.756	4.897	0.408	18.834	0.13079	15.637
			5S	0.109	0.095	8.407	0.701	55.510	0.38549	2.916
			10S	0.148	0.130	8.329	0.694	54.485	0.37837	3.941
			20	0.250	0.219	8.125	0.677	51.849	0.36006	6.578
			30	0.277	0.242	8.071	0.673	51.162	0.35529	7.265
			40/Std	0.322	0.282	7.981	0.665	50.027	0.34741	8.399
			60	0.406	0.355	7.813	0.651	47.943	0.33294	10.483

(Sumber: Silowash Brian, *Piping System Manual*.2010)

Lampiran 20: LANJUTAN TABEL *CARBON STEEL PIPE SCHEDULE*

Nominal Pipe Size	DN	Outside Diameter	Schedule	Wall Thickness	Wall Thickness less Mill Tolerance	Inside Diameter	Inside Diameter	Flow Area	Flow Area	Metal Area
in	mm	in		in	in	in	ft	in ²	ft ²	in ²
			80/XS	0.500	0.438	7.625	0.635	45.664	0.31711	12.763
			100	0.594	0.520	7.437	0.620	43.440	0.30166	14.987
			120	0.719	0.629	7.187	0.599	40.568	0.28172	17.858
			140	0.812	0.711	7.001	0.583	38.495	0.26733	19.931
			XXS	0.875	0.766	6.875	0.573	37.122	0.25779	21.304
			160	0.906	0.793	6.813	0.568	36.456	0.25317	21.970
10	250	10.750	5S	0.134	0.117	10.482	0.874	86.293	0.59926	4.469
			10S	0.165	0.144	10.420	0.868	85.276	0.59219	5.487
			20	0.250	0.219	10.250	0.854	82.516	0.57303	8.247
			30	0.307	0.269	10.136	0.845	80.691	0.56035	10.072
			40	0.365	0.319	10.020	0.835	78.854	0.54760	11.908
			Std	0.365	0.319	10.020	0.835	78.854	0.54760	11.908
			60/XS	0.500	0.438	9.750	0.813	74.662	0.51849	16.101
			80	0.594	0.520	9.562	0.797	71.810	0.49868	18.952
			100	0.719	0.629	9.312	0.776	68.104	0.47295	22.658
			120	0.844	0.739	9.062	0.755	64.497	0.44789	26.266
			140/XXS	1.000	0.875	8.750	0.729	60.132	0.41758	30.631
			160	1.125	0.984	8.500	0.708	56.745	0.39406	34.018
12	300	12.750	5S	0.156	0.137	12.438	1.037	121.504	0.84378	6.172
			10S	0.180	0.158	12.390	1.033	120.568	0.83728	7.108
			20	0.250	0.219	12.250	1.021	117.859	0.81846	9.817
			30	0.330	0.289	12.090	1.008	114.800	0.79722	12.876
			Std	0.375	0.328	12.000	1.000	113.097	0.78540	14.579
			40	0.406	0.355	11.938	0.995	111.932	0.77730	15.745
			XS	0.500	0.438	11.750	0.979	108.434	0.75301	19.242
			60	0.562	0.492	11.626	0.969	106.157	0.73720	21.519
			80	0.688	0.602	11.374	0.948	101.605	0.70559	26.071
			100	0.844	0.739	11.062	0.922	96.107	0.66741	31.569
			120/XXS	1.000	0.875	10.750	0.896	90.762	0.63030	36.914
			140	1.125	0.984	10.500	0.875	86.590	0.60132	41.086
			160	1.312	1.148	10.126	0.844	80.531	0.55925	47.145
14	350	14.000	5S	0.156	0.137	13.688	1.141	147.153	1.02190	6.785
			10S	0.250	0.219	13.500	1.125	143.139	0.99402	10.799
			20	0.312	0.273	13.376	1.115	140.521	0.97584	13.417
			30/Std	0.375	0.328	13.250	1.104	137.886	0.95754	16.052
			40	0.438	0.383	13.124	1.094	135.276	0.93942	18.662
			XS	0.500	0.438	13.000	1.083	132.732	0.92175	21.206
			60	0.594	0.520	12.812	1.068	128.921	0.89528	25.017
			80	0.750	0.656	12.500	1.042	122.718	0.85221	31.220
			100	0.938	0.821	12.124	1.010	115.447	0.80171	38.491
			120	1.094	0.957	11.812	0.984	109.581	0.76098	44.357
			140	1.250	1.094	11.500	0.958	103.869	0.72131	50.069
			160	1.406	1.230	11.188	0.932	98.309	0.68270	55.629
16	400	16.000	5S	0.165	0.144	15.670	1.306	192.853	1.33926	8.208

(Sumber: Silowash Brian, Piping System Manual.2010)

Lampiran 21: LANJUTAN TABEL *CARBON STEEL PIPE SCHEDULE*

Nominal Pipe Size	DN	Outside Diameter	Schedule	Wall Thickness	Wall Thickness less Mill Tolerance	Inside Diameter	Inside Diameter	Flow Area	Flow Area	Metal Area
in	mm	in		in	in	in	ft	in ²	ft ²	in ²
			10S	0.250	0.219	15.500	1.292	188.692	1.31036	12.370
			20	0.312	0.273	15.376	1.281	185.685	1.28948	15.377
			30/Std	0.375	0.328	15.250	1.271	182.654	1.26843	18.408
			40/XS	0.500	0.438	15.000	1.250	176.714	1.22718	24.347
			60	0.656	0.574	14.688	1.224	169.440	1.17666	31.622
			80	0.844	0.739	14.312	1.193	160.876	1.11719	40.186
			100	1.031	0.902	13.938	1.162	152.577	1.05957	48.484
			120	1.219	1.067	13.562	1.130	144.456	1.00317	56.605
			140	1.438	1.258	13.124	1.094	135.276	0.93942	65.785
			160	1.594	1.395	12.812	1.068	128.921	0.89528	72.141
18	450	18.000	5S	0.165	0.144	17.670	1.473	245.224	1.70294	9.245
			10S	0.250	0.219	17.500	1.458	240.528	1.67033	13.941
			20	0.312	0.273	17.376	1.448	237.131	1.64675	17.337
			Std	0.375	0.328	17.250	1.438	233.705	1.62295	20.764
			30	0.438	0.383	17.124	1.427	230.303	1.59933	24.166
			XS	0.500	0.438	17.000	1.417	226.980	1.57625	27.489
			40	0.562	0.492	16.876	1.406	223.681	1.55334	30.788
			60	0.750	0.656	16.500	1.375	213.824	1.48489	40.644
			80	0.938	0.821	16.124	1.344	204.190	1.41799	50.278
			100	1.156	1.012	15.688	1.307	193.297	1.34234	61.172
			120	1.375	1.203	15.250	1.271	182.654	1.26843	71.815
			140	1.562	1.367	14.876	1.240	173.805	1.20698	80.664
			160	1.781	1.558	14.438	1.203	163.721	1.13695	90.748
20	500	20.000	5S	0.188	0.165	19.624	1.635	302.458	2.10040	11.701
			10S	0.250	0.219	19.500	1.625	298.647	2.07394	15.512
			20/Std	0.375	0.328	19.250	1.604	291.039	2.02110	23.120
			30/XS	0.500	0.438	19.000	1.583	283.528	1.96895	30.631
			40	0.594	0.520	18.812	1.568	277.945	1.93018	36.214
			60	0.812	0.711	18.376	1.531	265.211	1.84174	48.948
			80	1.031	0.902	17.938	1.495	252.719	1.75499	61.440
			100	1.281	1.121	17.438	1.453	238.827	1.65852	75.332
			120	1.500	1.313	17.000	1.417	226.980	1.57625	87.179
			140	1.750	1.531	16.500	1.375	213.824	1.48489	100.335
			160	1.969	1.723	16.062	1.339	202.623	1.40710	111.536
22	550	22.000	5S	0.188	0.165	21.624	1.802	367.250	2.55035	12.883
			10S	0.250	0.219	21.500	1.792	363.050	2.52118	17.082
			20/Std	0.375	0.328	21.250	1.771	354.656	2.46289	25.476
			30/XS	0.500	0.438	21.000	1.750	346.360	2.40528	33.772
			60	0.875	0.766	20.250	1.688	322.062	2.23654	58.070
			80	1.125	0.984	19.750	1.646	306.354	2.12746	73.778
			100	1.375	1.203	19.250	1.604	291.039	2.02110	89.094
			120	1.625	1.422	18.750	1.563	276.116	1.91747	104.016
			140	1.875	1.641	18.250	1.521	261.586	1.81657	118.546
			160	2.125	1.859	17.750	1.479	247.449	1.71840	132.683

(Sumber: Silowash Brian, Piping System Manual.2010)

Lampiran 22: LANJUTAN TABEL *CARBON STEEL PIPE SCHEDULE*

Nominal Pipe Size	DN	Outside Diameter	Schedule	Wall Thickness	Wall Thickness less Mill Tolerance	Inside Diameter	Inside Diameter	Flow Area	Flow Area	Metal Area
in	mm	in		in	in	in	ft	in ²	ft ²	in ²
24	600	24.000	5S	0.218	0.191	23.564	1.964	436.101	3.02848	16.287
			10S	0.250	0.219	23.500	1.958	433.736	3.01205	18.653
			20/Std	0.375	0.328	23.250	1.938	424.556	2.94831	27.833
			XS	0.500	0.438	23.000	1.917	415.475	2.88524	36.914
			30	0.562	0.492	22.876	1.906	411.007	2.85422	41.382
			40	0.688	0.602	22.624	1.885	402.002	2.79168	50.387
			60	0.969	0.848	22.062	1.839	382.278	2.65471	70.111
			80	1.218	1.066	21.564	1.797	365.215	2.53621	87.174
			100	1.531	1.340	20.938	1.745	344.318	2.39110	108.071
			120	1.812	1.586	20.376	1.698	326.082	2.26446	126.307
			140	2.062	1.804	19.876	1.656	310.276	2.15469	142.113
			160	2.344	2.051	19.312	1.609	292.917	2.03414	159.472
26	650	26.000	10	0.312	0.273	25.376	2.115	505.750	3.51215	25.179
			Std	0.375	0.328	25.250	2.104	500.740	3.47736	30.189
			20/XS	0.500	0.438	25.000	2.083	490.873	3.40884	40.055
28	700	28.000	10	0.312	0.273	27.376	2.281	588.613	4.08759	27.139
			Std	0.375	0.328	27.250	2.271	583.207	4.05005	32.545
			20/XS	0.500	0.438	27.000	2.250	572.555	3.97607	43.197
			30	0.625	0.547	26.750	2.229	562.001	3.90278	53.751
30	750	30.000	5S	0.250	0.219	29.500	2.458	683.492	4.74647	23.366
			10S	0.312	0.273	29.376	2.448	677.758	4.70665	29.099
			Std	0.375	0.328	29.250	2.438	671.957	4.66637	34.901
			20/XS	0.500	0.438	29.000	2.417	660.519	4.58694	46.338
			30	0.625	0.547	28.750	2.396	649.180	4.50820	57.678
32	800	32.000	10S	0.312	0.273	31.376	2.615	773.187	5.36936	31.060
			Std	0.375	0.328	31.250	2.604	766.990	5.32632	37.257
			20/XS	0.500	0.438	31.000	2.583	754.767	5.24144	49.480
			30	0.625	0.547	30.750	2.563	742.642	5.15724	61.605
			40	0.688	0.602	30.624	2.552	736.569	5.11506	67.678
34	850	34.000	10	0.312	0.273	33.376	2.781	874.899	6.07569	33.020
			Std	0.375	0.328	33.250	2.771	868.306	6.02990	39.613
			20/XS	0.500	0.438	33.000	2.750	855.298	5.93957	52.622
			30	0.625	0.547	32.750	2.729	842.388	5.84992	65.532
			40	0.688	0.602	32.624	2.719	835.918	5.80499	72.001
36	900	36.000	20	0.312	0.273	35.376	2.948	982.895	6.82566	34.981
			Std	0.375	0.328	35.250	2.938	975.905	6.77712	41.970
			XS	0.500	0.438	35.000	2.917	962.112	6.68133	55.763
			30	0.625	0.547	34.750	2.896	948.417	6.58623	69.459
			40	0.750	0.656	34.500	2.875	934.819	6.49180	83.056
42	1100	42.000	20	0.375	0.328	41.250	3.438	1336.403	9.28058	49.038
			XS	0.500	0.438	41.000	3.417	1320.253	9.16842	65.188

(Sumber: Silowash Brian, *Piping System Manual*.2010)

Lampiran 23: TABEL KECEPATAN YANG DIJINKAN DALAM PIPA

Fluid	Application	Range			
		Low	High	Low	High
		ft/sec	ft/sec	m/sec	m/sec
Acetylene		67		20.4	
Air	Air or Flue Gas Ducting	10	35	3.0	10.7
Air	Centrifugal Compressor - All Piping	50	100	15.2	30.5
Air	Piston Compressor Discharge	70	100	21.3	30.5
Air	Piston Compressor Suction	50	70	15.2	21.3
Ammonia	Gaseous	33	100	10.1	30.5
Ammonia	Liquid	2	6	0.6	1.8
Benzene		6		1.8	
Bromine	Gaseous	33		10.1	
Bromine	Liquid	4		1.2	
Calcium Chloride		4		1.2	
Carbon Tetrachloride		6		1.8	
Chlorine	Dry Gas	33	83	10.1	25.3
Chlorine	Dry Liquid	5		1.5	
Chloroform	Gaseous	33		10.1	
Chloroform	Liquid	6		1.8	
Ethylene	Gaseous	100		30.5	
Ethylene Dibromide		4		1.2	
Ethylene Dichloride		6		1.8	
Ethylene Glycol		6		1.8	
Hydrochloric Acid	Gaseous	67		20.4	
Hydrochloric Acid	Liquid	5		1.5	
Hydrogen		67		20.4	
Methyl Chloride	Gaseous	67		20.4	
Methyl Chloride	Liquid	6		1.8	
Natural Gas	75 psig and Below Main Lines	35	115	10.7	35.1
Natural Gas	Cross-Country	80	250	24.4	76.2
Natural Gas	Low Pressure Main Lines	3	6	0.9	1.8
Oil	Gravity Flow	2	3	0.6	0.9
Oil	Heavy Viscosity	2	3	0.6	0.9
Oil	Light Viscosity	3	6	0.9	1.8
Oil	Suction Lines	3	4	0.9	1.2
Oxygen	Up to 200 psig	30	100	9.1	30.5
Paper Stock	2% to 2.5% A.D Consistency	3	10	0.9	3.0
Paper Stock	3% to 6% A.D. Consistency	1	8	0.3	2.4
Perchlorethylene		6		1.8	
Propylene Glycol		5		1.5	
Sand	5 to 25% by Volume	12		3.7	

(Sumber: Silowash Brian, Piping System Manual.2010)

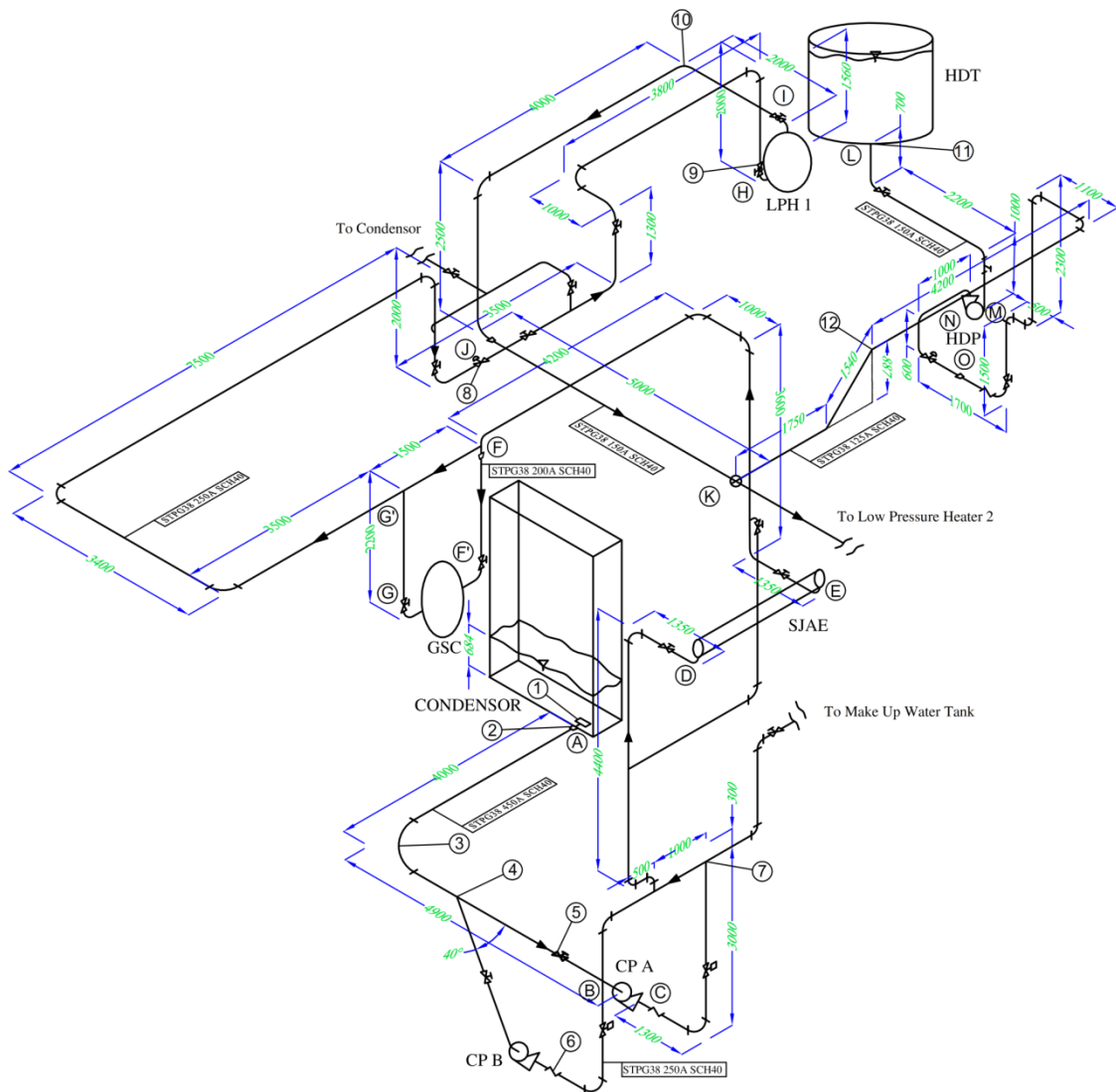
Lampiran 24: LANJUTAN TABEL KECEPATAN YANG DIJINKAN DALAM PIPA

Fluid	Application	Range			
		Low	High	Low	High
		ft/sec	ft/sec	m/sec	m/sec
Sand	Coarse & Granulated Slag	12	13	3.7	4.0
Sand	Fine Graded	8	10	2.4	3.0
Sand	Gravel up to 1/2"	14		4.3	
Sand	Ordinary	11		3.4	
Sewage	Slurry	2.5	3	0.8	0.9
Sodium Chloride	No Solids	5	8	1.5	2.4
Sodium Chloride	With Solids	6	15	1.8	4.6
Sodium Hydroxide	0% - 30%	6		1.8	
Sodium Hydroxide	30% - 50%	5		1.5	
Sodium Hydroxide	50% - 73%	4		1.2	
Steam	Boiler to Turbine Cold Reheat	100	135	30.5	41.1
Steam	Boiler to Turbine Hot Reheat	135	170	41.1	51.8
Steam	HP Bypass of Turbine	200	270	61.0	82.3
Steam	HP District Heating	833	1250	253.9	381.0
Steam	Long Run	135	200	41.1	61.0
Steam	LP Bypass of Turbine	270	335	82.3	102.1
Steam	Saturated up to 15 psig for Heating	17	70	5.2	21.3
Steam	Saturated, 50 psig and Higher	100	167	30.5	50.9
Steam	Superheated 200 psig and Higher	167	300	50.9	91.4
Steam	Superheated Main	100	200	30.5	61.0
Styrene		6		1.8	
Sulfur Dioxide		67		20.4	
Sulfuric Acid		4		1.2	
Tar	Discharge Lines	2	2.5	0.6	0.8
Tar	Gravity Flow	1	1.5	0.3	0.5
Tar	Suction Lines	1	2	0.3	0.6
Trichlorethylene		6		1.8	
Vinyl Chloride		6		1.8	
Vinylidene Chloride		6		1.8	
Water	Boiler Feedwater Discharge	10	17	3.0	5.2
Water	Centrifugal Pump Discharge	5	12	1.5	3.7
Water	Centrifugal Pump Suction	2	5	0.6	1.5
Water	City Water/Service Mains	2	5	0.6	1.5
Water	Fire Hose		10		3.0
Water	General Service	4	10	1.2	3.0
Water	Gravity Flow	2	3	0.6	0.9
Water	Hot Water Recirc		3		0.9
Water	Reciprocating Pump Discharge	5	10	1.5	3.0
Water	Reciprocating Pump Suction	2	5	0.6	1.5
Water	Sea Water	5	12	1.5	3.7

(Sumber: Silowash Brian, Piping System Manual.2010)

Lampiran 25: Instalasi *Condensate Water System* dan *Feed Water Heater Drain System*

12	3	Elbow 30°
11	1	Pipe Entrance Rounded
10	1	Elbow 45°
9	2	Globe Valve
8	2	Control Valve
7	4	Tee Branch
6	2	Swing Check Valve
5	11	Gate Valve
4	7	Tee Throught
3	36	Elbow 90°
2	4	Reducer
1	2	Strainer
NO.	JUMLAH	KETERANGAN



	SKALA : 1:1	DIGAMBAR : A. SUMARYANTO	PERINGATAN :	
	SATUAN : mm	NRP : 2112038013		
	TANGGAL : 16-06-15	DILIHAT : Dr. Ir HERU MIRMANTO MT		
D3 MESIN ITS	INSTALASI CONDENSATE WATER DAN FEED WATER HEATER DRAIN SYSTEM		NO. 01	A3

BIODATA PENULIS



A. Sumaryanto merupakan nama lengkap Penulis Tugas Akhir ini. Penulis dilahirkan di Kota Pamekasan 06 Mei 1993, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu SDN Konang II, SMP Negeri 1 Galis Pamekasan, dan SMA Negeri 1 Pamekasan. Pada tahun 2012 Penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin Kerjasama PT. PLN (Persero) FTI – ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2112038013.

Di Program Studi D3 Teknik Mesin, Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi dan mengambil Tugas Akhir dibidang yang sama.

Selama duduk di bangku kuliah Penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. PT PJB Unit Pembangkitan Gresik merupakan tempat kerja praktek Penulis selama empat bulan pada 23 Februari s/d 23 Juni 2015.

Untuk informasi dan masukan dapat menghubungi penulis melalui e-mail: mamangray2@gmail.com